

Załącznik nr 2

Do wniosku o przeprowadzenie postępowania habilitacyjnego

Autoreferat

Dr inż. Zbigniew Rogala

Katedra Kriogeniki i Inżynierii Lotniczej

Wydział Mechaniczno-Energetyczny

Politechnika Wroclawska

Wyb. Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław

Spis treści

1.	Imię i nazwisko.....	2
2.	Posiadane dyplomy, stopnie naukowe	2
3.	Informacja o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych.....	2
4.	Osiągnięcia naukowe	2
4.1	Tytuł osiągnięcia naukowego	2
4.2	Publikacje wchodzące w skład osiągnięcia naukowego	2
4.3.1	Wstęp.....	4
4.3.2	Rekondensacja i skraplanie LNG z wykorzystaniem obiegów Joule’a-Thomsona...5	
4.3.3	Regazyfikacja LNG z wykorzystaniem cieczy grzewczej	23
4.3.4	Odzysk energii podczas regazyfikacji LNG	34
5.	Pozostała działalność naukowa	40
5.1	Chłodnictwo adsorpcyjne	40
5.2	Badania eksperymentalne wody po obróbce zimną plazmą	42
6.	Osiągnięcia dydaktyczne, organizacyjne oraz popularyzujące naukę	44
7.	Ważne informacje dotyczące kariery zawodowej.	45
8.	Podsumowanie.....	48

1. Imię i nazwisko: Zbigniew Rogala

2. Posiadane dyplomy, stopnie naukowe

- Dr nauk technicznych, Politechnika Wroclawska, Wydział Mechaniczno-Energetyczny, dyscyplina Budowa i eksploatacja Maszyn
Temat pracy doktorskiej: Analiza termodynamiczna intensyfikacji procesów adsorpcyjnego suszenia powietrza w chłodnictwie, 2019r.
Promotor: prof. dr hab. inż. Zbigniew Gnutek
- Mgr inż. Politechnika Wroclawska, Wydział Mechaniczno-Energetyczny, kierunek: Mechanika i Budowa Maszyn, specjalność: Refrigeration and Cryogenics
Tytuł pracy dyplomowej: Termodynamiczna analiza optymalizacyjna kolumny rektyfikacyjnej, 2014 r.
Promotor: dr inż. Agnieszka Piotrowska
- inż. Politechnika Wroclawska, Wydział Mechaniczno-Energetyczny, kierunek: Energetyka, specjalność: Energetyka cieplna i jądrowa,
Tytuł pracy dyplomowej: Projekt mikro-parowacza Rosenblada do zastosowania w domowych układach ORC, 2013 r.
Promotor: dr inż. Piotr Kolasiński

3. Informacja o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych

- 10.2019 – obecnie: adiunkt naukowo-dydaktyczny na Wydziale Mechaniczno-Energetycznym Politechniki Wroclawskiej, w Katedrze Kriogeniki i Inżynierii Lotniczej

4. Osiągnięcia naukowe (Omówienie osiągnięć, o których mowa w art. 219 ust. 1 pkt. 2 ustawy z dnia 20 lipca 2018 r. Prawo o szkolnictwie wyższym i nauce (Dz. U. z 2021 r. poz. 478 z późn. zm.).

4.1 Tytuł osiągnięcia naukowego

Badania eksperymentalne i modelowanie procesów skraplania, rekondensacji, regazyfikacji i odzysku energii LNG

4.2 Publikacje wchodzące w skład osiągnięcia naukowego

[A1] Zbigniew Rogala; *Application of precooling stage in MR JT cryocoolers*; Cryogenics. 2022, vol. 121, art. 103395, s. 1-10. Lista Filadelfijska, IF: 2.226, punktacja MNiSW: 100 pkt
Corresponding author

Publikacja jednoautorska.

[A2] Arkadiusz Brenk, Zbigniew Rogala, Ziemowit M. Malecha; *Analysis of freezing risk during LNG evaporation process*. W: Advances in Cryogenic Engineering : Proceedings of the Cryogenic Engineering Conference (CEC) 2019, 21-25 July 2019, Hartford, Connecticut, USA. [Bristol : IOP Publishing, 2020]. art. 012114, s. 1-8.(IOP Conference Series - Materials Science and Engineering, ISSN 1757-899X; vol. 755)

Załącznik nr 2 – Autoreferat - Dr inż. Zbigniew Rogala

Mój wkład w powstanie tej pracy polegał na stworzeniu koncepcji badań, współtworzeniu modelu oraz przygotowaniu tekstu. Mój udział szacuje na 30%.

[A3] Arkadiusz Brenk, Jakub Kielar, Ziemowit M. Malecha, Zbigniew Rogala; The effect of geometrical modifications to a shell and tube heat exchanger on performance and freezing risk during LNG regasification. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2020, vol. 161, art. 120247, s. 1-12. Lista Filadelfijska, IF: 5.584, punktacja MNiSW: 200 pkt

Mój wkład w powstanie tej pracy polegał na stworzeniu koncepcji badań, konsultowaniu modelu oraz przygotowaniu tekstu. Mój udział szacuje na 25%.

[A4] Tomasz Banaszkiwicz, Maciej Chorowski, Wojciech Gizicki, Artur Jędrusyna, Jakub Kielar, Ziemowit M. Malecha, Agnieszka H. Piotrowska-Hajnus, Jarosław Poliński, Zbigniew Rogala, Korneliusz Sierpowski, Janusz Skrzypacz, Michał W. Stanclik, Krzysztof Tomczuk, P. Dowzenko; *Liquefied natural gas in mobile applications - opportunities and challenges*. *Energies*. 2020, vol. 13, nr 21, art. 5673, s. 1-35. Lista Filadelfijska, IF: 3.004, punktacja MNiSW: 100 pkt

Mój wkład w powstanie tej pracy polegał na opracowaniu sekcji artykułu pt. Challenges of LNG re-gasification i korekta całego tekstu. Udział szacuje na 7%.

[A5] Zbigniew Rogala; *Composition optimization method for mixed refrigerant MR JT cryocooler*; *Cryogenics*. 2020, vol. 113, art. 103223, s. 1-10. Lista Filadelfijska, IF: 2.226, punktacja MNiSW: 100 pkt *Corresponding author*

Publikacja jednoautorska.

[A6] Wojciech Gizicki, Tomasz Banaszkiwicz, Paweł Wojcieszak, Zbigniew Rogala
Performance analysis of small-scale power cycles for LNG physical exergy recovery. W: 27th International Cryogenics Engineering Conference and International Cryogenic Materials Conference 2018 : ICEC-ICMC 2018, 3-7 September 2018, Oxford, England / eds. T. Bradshaw, O. Kirichek, J. Vandore. [Bristol] : IOP Publishing, 2019. art. 012146, s. 1-5.
(IOP Conference Series - Materials Science and Engineering, ISSN 1757-899X; vol. 502)

Mój wkład w powstanie tej pracy polegał na opracowaniu modelu, przeprowadzenie symulacji, prezentacja i dyskusja wyników. Mój wkład szacuje na 25%.

[A7] Zbigniew Rogala, Arkadiusz Brenk, Ziemowit M. Malecha; *Theoretical and numerical analysis of freezing risk during LNG evaporation process*; *Energies*. 2019, vol. 12, nr 8, art. 1426, s. 1-19. Lista Filadelfijska, IF: 3.004, punktacja MNiSW: 100 pkt

Mój wkład w powstanie tej pracy polegał na opracowaniu koncepcji pracy, opracowaniu modelu analitycznego, opracowanie wyników oraz ich dyskusja, korekta tekstu. Mój wkład szacuje na 33%.

[A8] Zbigniew Rogala, Rafał Siemasz, Błażej Baran, Adrian Kwiatkowski; *Design and experimental study on precooled MR JT cryocooler for LNG recondensation purposes*; **Applied Thermal Engineering 2022, vol. 12, nr 8, art. 1426, s. 1-19**. Lista Filadelfijska, IF: 5.259, punktacja MNiSW: 140 pkt *Corresponding author*

Mój wkład w powstanie tej pracy polegał na zaprojektowaniu i nadzorze budowy stanowiska, opracowaniu koncepcji pracy i badań, nadzorze nad badaniami, opracowaniu wyników i ich dyskusji, przygotowanie tekstu i jego ostateczna korekta. Mój wkład szacuje na 70%.

[A9] Zbigniew Rogala, Wojciech Gizicki, Korneliusz Sierpowski; *Theoretical analysis of liquefied natural gas cold energy recovery using thermoelectric generators*; Applied Thermal Engineering 213 (2022) 118608 , s. 1-15. Lista Filadelfijska, IF: 5.259, punktacja MNiSW: 140 pkt *Corresponding author*

Mój wkład w powstanie tej pracy polegał na opracowaniu koncepcji artykułu, przygotowanie modelu z wyłączeniem modelowania efektu termoelektrycznego, przeprowadzenie symulacji, prezentacja oraz dyskusja wyników, przygotowanie tekstu i korekta. Mój wkład szacuje na 70%.

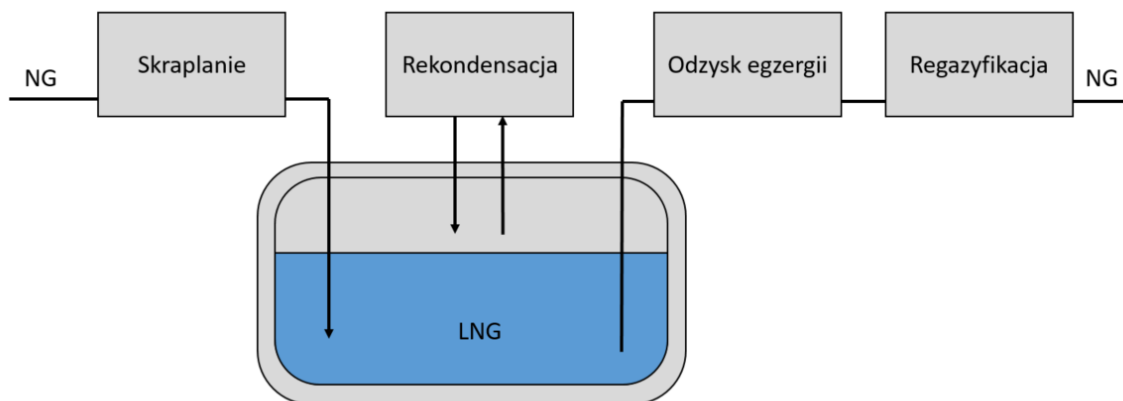
[A10] Zbigniew Rogala, Adrian Kwiatkowski; *Modeling of a Three-Stage Cascaded Refrigeration System Based on Standard Refrigeration Compressors in Cryogenic Applications above 110 K*; Modelling 3, 255 – 271, 2022 , *Corresponding author*

Mój wkład w powstanie tej pracy polegał na opracowaniu koncepcji artykułu, przygotowanie modelu, przeprowadzenie symulacji, prezentacja oraz dyskusja wyników, przygotowanie tekstu i korekta. Mój wkład szacuje na 90%.

4.3 Omówienie celu naukowego ww. prac i osiągniętych wyników

4.3.1 Wstęp

Skroplony gaz ziemny (LNG) jest jednym z najbardziej istotnych paliw XXI wieku, zwłaszcza w kontekście gospodarki światowej. Przewiduje się, że zapotrzebowanie na LNG osiągnie 400 mln ton do 2020 r., wzrastając do 500 mln ton w 2030 r. Ze względu na dużą masową i objętościową gęstość energetyczną, LNG jest idealnym paliwem do transportu dalekobieżnego, a także do zastosowań mobilnych. Charakteryzuje się również niskimi poziomami emisji, dlatego został oficjalnie dopuszczony do stosowania jako paliwo żeglugowe w obszarach kontroli emisji (ECA), w których przeprowadzono bardziej rygorystyczne kontrole ustanowione w celu zminimalizowania emisji zanieczyszczeń wytwarzanych przez statki. LNG to także nowe paliwo w ciężkim transporcie drogowym i kolejowym. Jako paliwo kriogeniczne charakteryzujące się temperaturą wrzenia ok. 120 K (–153°C), LNG wymaga specjalnej budowy kriogenicznych instalacji mobilnych w celu spełnienia sprzecznych wymagań, takich jak solidna konstrukcja mechaniczna, zgodnie z wysokimi standardami bezpieczeństwa, oraz niskie dopływy ciepła się do chłodniejszych części systemu. Zastosowanie LNG wiąże się również z szeregiem procesów, które mają istotny wpływ na efektywność, niezawodność i bezpieczeństwo eksploatacji instalacji LNG. Te procesy zostały zilustrowane na Rysunku 1. Po



Rysunek 1 Procesy technologiczne związane z LNG

pierwsze, gaz ziemny musi zostać skroplony. Następnie LNG musi być efektywnie przechowywane z czym wiąże się również zagadnienie ponownego skraplania par powstających na skutek dopływów ciepła (BOG, ang. Boil-off Gas) czyli proces rekondensacji. Przed samym zużyciem LNG musi zostać ponownie doprowadzone do formy gazowej a więc poddane procesowi regazyfikacji. LNG będące w znacznie niższej niż otoczenie temperaturze (i w niektórych przypadkach również w wyższym ciśnieniu) charakteryzuje niezerowa energia i dlatego rekomendowany jest jej odzysk. Systemy odzysku energii zastępują lub towarzyszą układom regazyfikacji.

Bardzo istotnym jest aby ww. procesy były efektywne i zapewniały niezawodność pracy. Mają one istotny wpływ na rentowność i niezawodność całego łańcucha procesów charakterystycznych dla instalacji wykorzystujących LNG, niezależnie od skali. W związku z powyższym, podstawowy obszar moich zainteresowań naukowych, a jednocześnie cel naukowy zaprezentowany w niniejszym wniosku stanowią **Badania eksperymentalne i modelowanie procesów skraplania, rekondensacji, regazyfikacji i odzysku energii LNG.**

W osiągnięciu habilitacyjnym przedstawionym w formie cyklu 10 prac, dokonałem prezentacji prac z zakresu ww. procesów charakterystycznych dla LNG. Prezentowany dorobek podzieliłem na 3 podrozdziały których tematyka obejmuje:

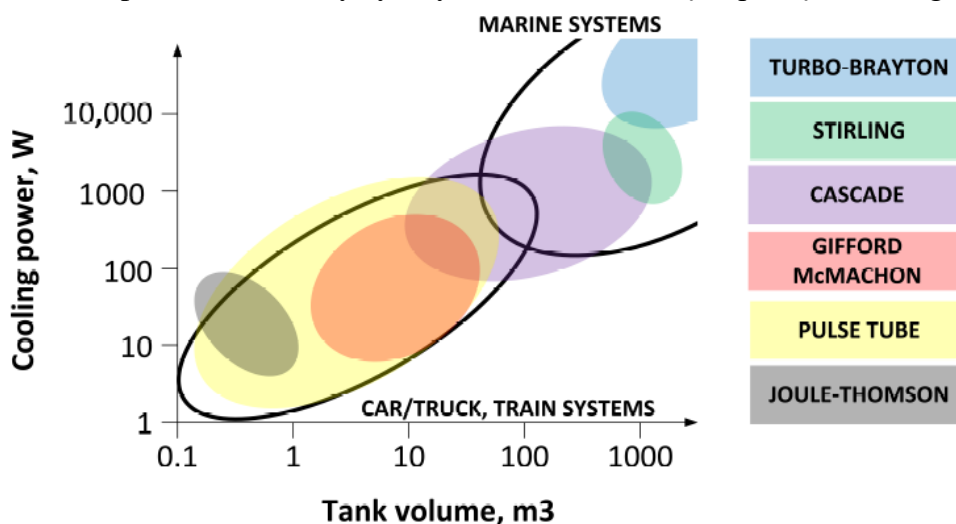
- Podrozdział 4.3.2: Rekondensacja i skraplanie LNG z wykorzystaniem obiegów Joule’a-Thomsona
- Podrozdział 4.3.3: Regazyfikacja LNG z wykorzystaniem cieczy grzewczej
- Podrozdział 4.3.4: Odzysk energii podczas regazyfikacji LNG

Prezentowane prace stanowią uzupełnienie bądź rozszerzenie prac badawczych prowadzonych na świecie i w istotny sposób poszerzają wiedzę w temacie.

4.3.2 Rekondensacja i skraplanie LNG z wykorzystaniem obiegów Joule’a-Thomsona

Eksploatacji instalacji LNG wymaga z jednej strony technologii umożliwiającej jego skroplenie, od temperatury otoczenia do stanu nasycenia. Z drugiej strony magazynowanie LNG jest nieodzownie związane z dopływami ciepła, skutkujące odparowaniem cieczy i

wzrostem ciśnienia w zbiorniku, aż do otwarcie zaworów bezpieczeństwa. W celu ograniczenia emisji gazu ziemnego do atmosfery (GWP metanu, głównego składnika LNG, wynosi 50, a metan jest odpowiedzialny za 30% emisji gazów cieplarnianych) potrzebne są technologie umożliwiające rekondensację par LNG od stanu zbliżonego do pary nasyconej do cieczy nasyconej lub przechłodzonej. Mimo wielu różnic pomiędzy skraplaniem i rekondensacją (temperatura, przy której uzyskiwana jest moc chłodnicza: w przypadku rekondensacji praktycznie stała, natomiast przypadku skraplania obejmująca zakres temperatur od temperatur otoczenia do temperatur charakterystycznych dla LNG) cechą wspólną technologii jest



Rysunek 2 Wymagane moce chłodnicze układów rekondensacji i charakterystyczne wielkości zbiorników w zależności od zastosowania oraz uszeregowanie kriochłodziarek [A4]

temperatura końcowa LNG, która w obu przypadkach wynosi 110 – 140K, w zależności od ciśnienia nasycenia. Biorąc pod uwagę, że LNG jest obecne w wielu różnych zastosowaniach, zarówno mobilnych jak i stacjonarnych, instalacje skraplania i rekondensacji mogą mieć moc chłodniczą od pojedynczych watów (w przypadku zastosowań mobilnych w samochodach osobowych) do megawatów (w przypadku terminali skraplających LNG). Moce chłodnicze oraz charakterystyczne wielkości zbiorników LNG dla zastosowań mobilnych są przedstawione na Rysunku 2. Wymagana moc chłodnicza systemów zależy od ciśnienia roboczego, objętości i izolacji zbiornika paliwa LNG. Przy założeniu, że ciśnienie robocze wynosi 6 barów, a dzienny współczynnik parowania wynosi 0,15% objętości zbiornika, w zastosowaniach lądowych wymagane jest do 10 W dla samochodu osobowego/ciężarówki i do 1 kW dla pociągu, natomiast w zastosowaniach morskich wymagane jest od 0,5 kW do ponad 10 kW mocy chłodniczej wytwarzanej w temperaturach kriogenicznych.

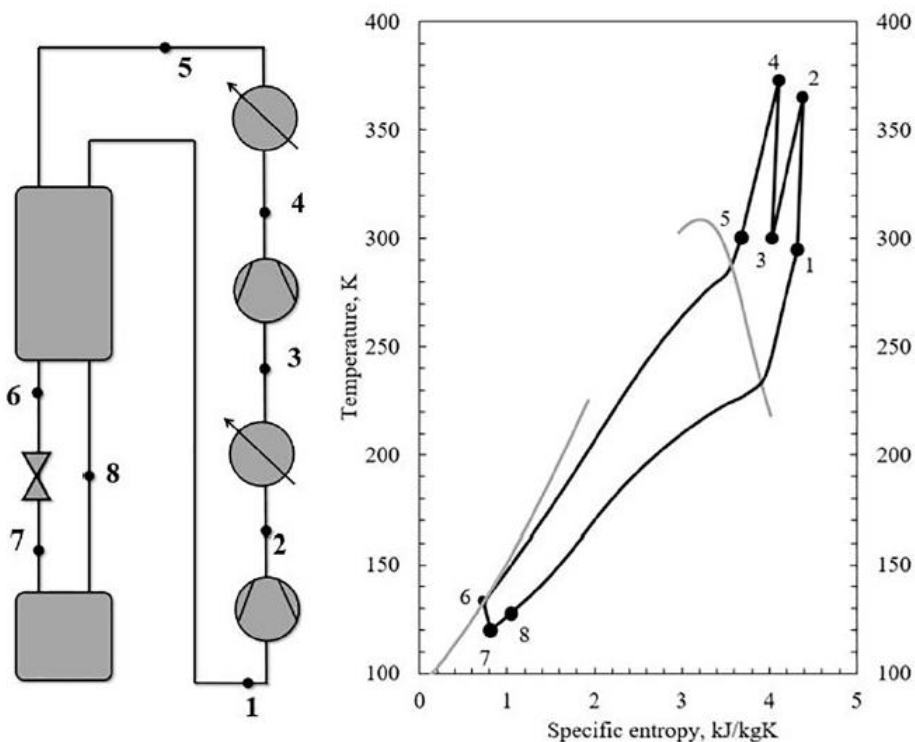
Rozwiązania oparte o obieg Joule’a Thomsona działające na mieszaninach MR JT (ang. mixed-refrigerant Joule-Thomson) są obecne w przemyśle LNG jako jedna z wiodących technologii skraplania w terminalach LNG. Z drugiej strony chłodziarki MR JT są stosowane w małej skali – do 100W mocy chłodniczej co jest przedstawione na Rysunku 2.

Chłodziarki MR JT, której schemat i wykres T-s jest przedstawiony na Rysunku 3, są znane jako proste, niezawodne, wydajne i opłacalne rozwiązania w zakresie temperatur chłodzenia od 80 do 230 K. Oprócz zastosowań LNG, wykorzystuje się je do kriokonserwacji, chłodzenia kabli HTC, kriochirurgii czy przechowywania materiałów medycznych takich jak szczepionki.

Z tego względu prowadziłem kompleksowe prace badawcze, zarówno teoretyczne i eksperymentalne, których celem było wykorzystanie chłodziarek i skraplarek MR JT do zastosowań LNG, szczególnie w małej skali obejmującej zastosowania samochodowe i kolejowe. Układy MR JT charakteryzują się dużą ilością stopni swobody. Na ich wydajność i efektywność wpływają parametry procesowe takie jak ciśnienie tłoczenia i ssania, skład mieszaniny roboczej (im więcej składników tym więcej stopni swobody). Z tego względu modelowanie i optymalizacja pracy układów MR JT jest wymagająca oraz konieczna.

W publikacji [A5] przedstawiłem autorski model procesowy wraz z modelem optymalizacyjny przeznaczony do symulacji jednostopniowych obiegów MR JT. Na podstawie przeglądu literatury doszedłem do wniosku, że nadal brakuje kompleksowych metod modelowania obiegów MR JT, które powinny posiadać następujące, moim zdaniem bardzo istotne cechy:

- Model powinien być możliwy do zautomatyzowania,
- Model powinien optymalizować na podstawie odpowiednio zdefiniowanych kryteriów optymalizacji,
- Predefiniowanie procesu (poprzez ustalanie parametrów pracy) powinno być ograniczone do minimum, wszystkie pozostałe stopnie swobody podlegają optymalizacji,
- Model powinien uwzględniać cechy oraz ograniczenia podzespołów chłodniczych takich jak sprężarki.



Rysunek 32 Schemat i wykres T-s chłodziarki MR JT [A5]

Opracowałem kompleksową metodę optymalizacji składu mieszanki MR J-T opartą na metodzie SDM (ang. Steepest Descent Method). Metoda polega na mapowaniu przestrzeni n-wymiarowej (gdzie n zależy od ilości składników w mieszaninie) wokół punktu początkowego, a następnie wybranie najlepszego spośród nich, który w następnym kroku staje się punktem

początkowym. Metoda istotnie zmniejsza ilość obliczeń, ale istnieje możliwość, że znalezione optima będą lokalne a nie globalne. Narzędzie optymalizacyjne uwzględnia różne aspekty, takie jak minimalna temperatura w rekuperacyjnym wymienniku ciepła (co odpowiada minimalnej różnicy entalpii przy stałej temperaturze), ograniczenia ciśnieniowe i temperaturowe komercyjnych sprężarek chłodniczych, nieidealne sprężanie izentropowe, natężenie przepływu na ssaniu, objętościową jednostkową moc chłodniczą i współczynnik COP układu. Ponadto optymalizacja bierze pod uwagę trzy kryteria optymalizacji,:

- Współczynnik wydajności COP (Coefficient of Performance),
- Właściwą moc chłodniczą odniesioną do masy SCP_m (ang. Specific Cooling Power)
- Właściwą moc chłodniczą odniesioną do objętości SCP_v – nowy, według mojej wiedzy, niestosowany dotąd parametr

Model został opracowany z wykorzystaniem równania stanu gazu rzeczywistego Penga-Robinsona dostępnego w programie RefProp 10, który jest uznawany za dokładniejszy równanie stanu do modelowania termodynamicznego mieszanin azotu i węglowodorów niż domyślne równanie GERG2008 .

RefProp 10 został zaimplementowany w środowisku Python za pomocą otwartej bazy danych termodynamicznych CoolProp. Kluczowe, z punktu widzenia optymalizacji procesu, było przyjęcie odpowiednich założeń:

1. Temperatura za zaworem dławiącym jest ustalona i stała w całym modelowaniu, co zapewnia porównywalność
2. Ciśnienie ssania sprężarki nie może być niższe niż 1 bar,
3. Ciśnienie tłoczenia sprężarki nie może przekraczać 28 barów,
4. Temperatura gazu na ssaniu sprężarki nie może być niższa niż 240K,
5. Temperatura gazu na wylocie ze sprężarki nie może przekraczać 393 K,
6. Sprawność izentropowa sprężarki jest stała i wynosi 75%,
7. Obciążenie objętościowe sprężarki nie może przekraczać 1200 kJ/m³,
8. Różnica temperatur na gorącym końcu rekuperacyjnego wymiennika ciepła jest równa 5 K,
9. Minimalne podejście temperaturowe w rekuperacyjnym wymienniku ciepła jest nie mniejsze niż 4 K,
10. Spadki ciśnienia generowane przez elementy systemu są stałe dla wszystkich symulacji
11. Przekieki ciepła do zimnych części systemu są pomijalne

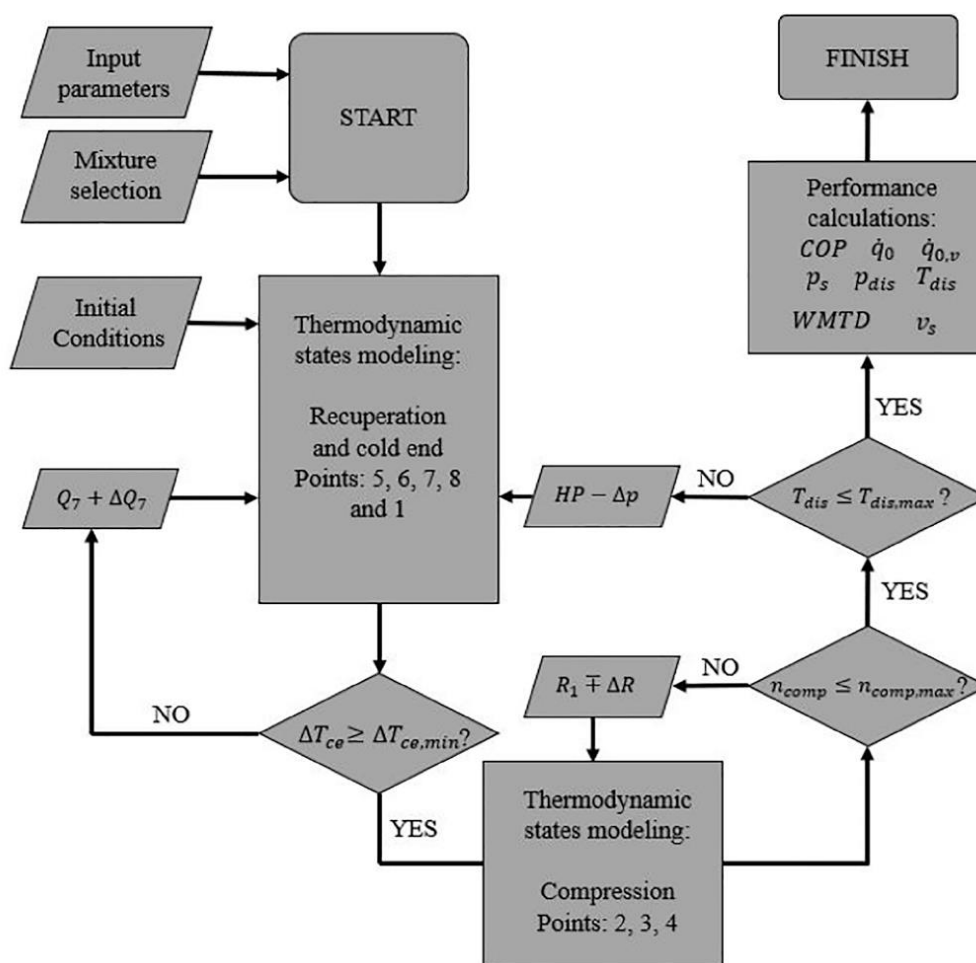
Na uwagę zasługują założenia 1 i 7, które, według mojej wiedzy, zostały po raz pierwszy zaproponowane w literaturze naukowej i mają istotny wpływ na efekty optymalizacji oraz praktyczność wyników. Założenie 1 zapewnia stałą temperaturę po dławieniu i możliwość porównywania symulacji pomiędzy sobą. Jednocześnie to założenie de facto definiuje ciśnienie ssania dla danego składu mieszaniny roboczej. Założenie 7 jest związane z maksymalną mocą silnika sprężarki odniesionej do jej wydajności objętościowej. Ogranicza ciśnienie ssania sprężarki lub spręż. Ponadto założenia 2, 3, 4 i 5 odnoszą się do rzeczywistych ograniczeń, którym podlegają komercyjnie dostępne sprężarki chłodnicze.

W publikacji [A5] został również wprowadzony nowy parametr opisujący efektywność pracy - właściwa objętościowa wydajność chłodnicza SCP_v . Przewagą tego parametru nad popularnie

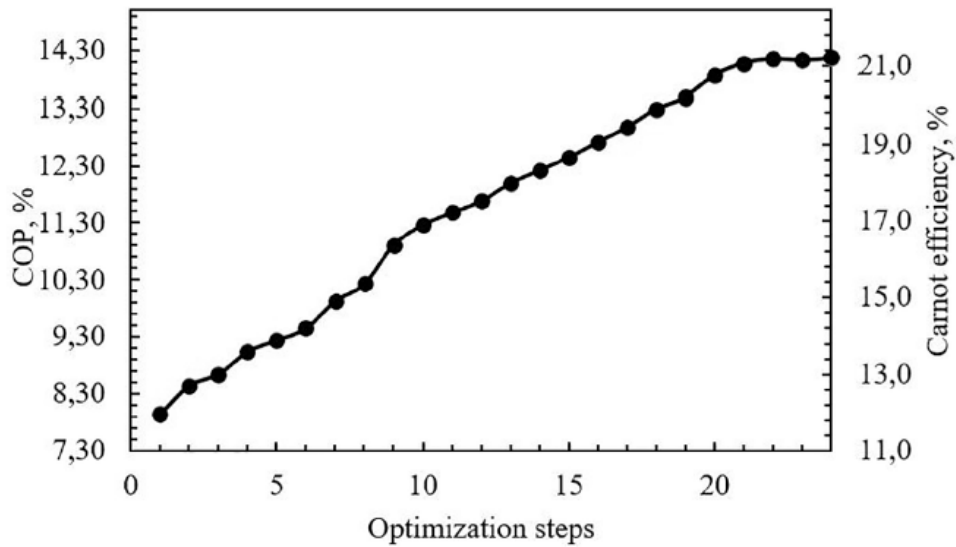
stosowanym odpowiednikiem odniesionym do masy SCP_m jest uwzględnienie objętości właściwej na ssaniu sprężarki. Parametr SCP_v mówi więc o tym, jaka moc chłodnicza zostanie uzyskana ze sprężarki o stałej wydajności objętościowej.

Rysunek 4 przedstawia schemat flowchart opracowanego modelu. Model procesowy realizował 3 pętle iteracyjne, które dostosowywały parametry procesu do założonych i wymaganych ograniczeń. Model optymalizacyjny zarządzał wszystkimi modelowanymi przypadkami oraz wybierał te najlepsze dla wybranego kryterium optymalizacji.

Przeprowadziłem szereg optymalizacji z wykorzystaniem opracowanego narzędzia. Rysunki 5, 6 i 7 przedstawiają przykładowe przebieg optymalizacji pracy układu z COP jako kryterium optymalizacyjnym.

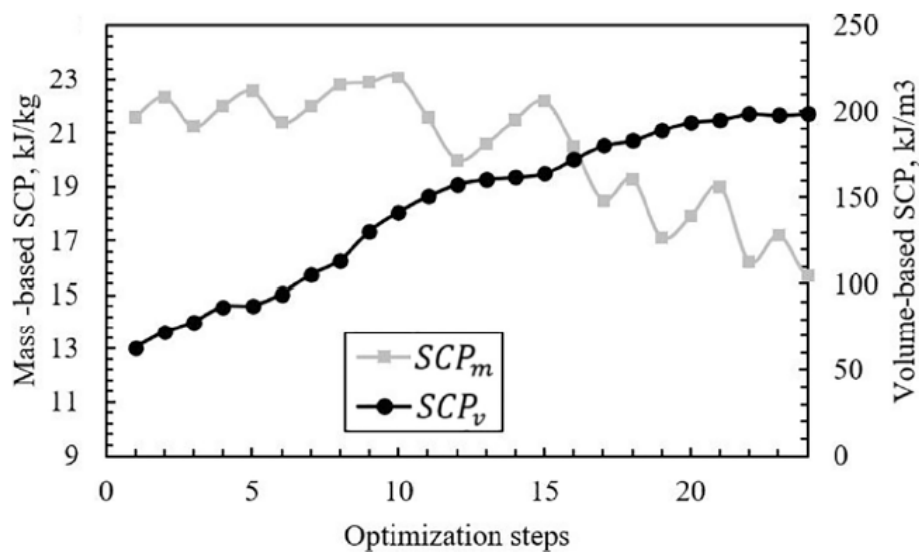


Rysunek 4 Schemat flowchart opracowanego modelu [A5]

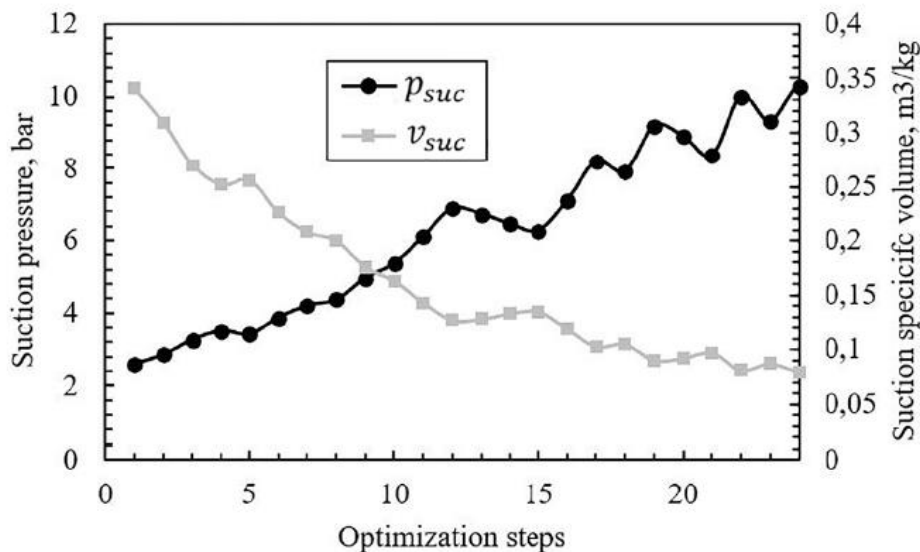


Rysunek 5 Przykładowy przebieg optymalizacji z COP jako kryterium optymalizacyjnym [A5]

Prezentowany przypadek został zoptymalizowany w 24 krokach poprawiając COP z początkowej wartości około 8% do prawie 14%. Rysunki 6 i 7 prezentują wpływ na kolejne parametry procesu.

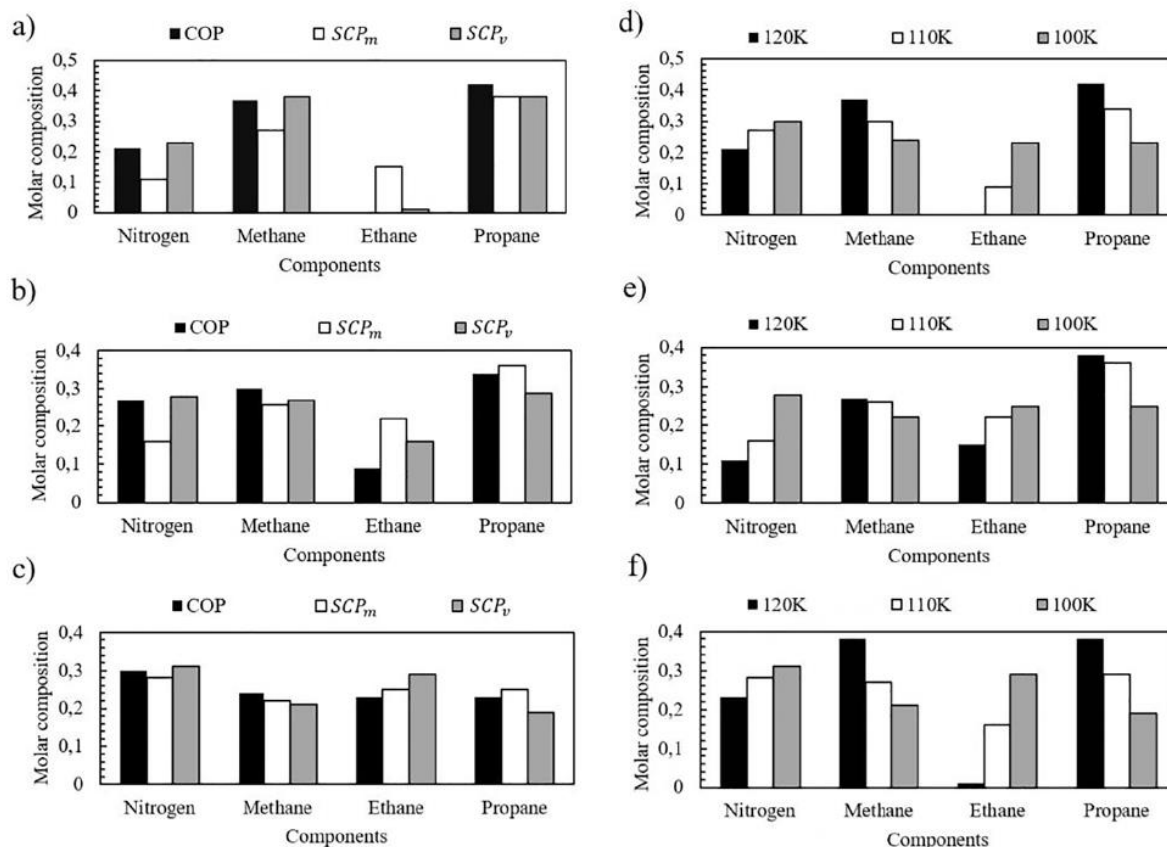


Rysunek 6 Zmiany parametrów procesu: SCP_m i SCP_v w czasie optymalizacji z COP jako kryterium optymalizacyjnym [A5]



Rysunek 7 Zmiany parametrów procesu: ciśnienie ssania i właściwa objętość MR na ssaniu sprężarki w czasie optymalizacji z COP jako kryterium optymalizacyjnym [A5]

Opracowany model nie tylko optymalizuje pracę urządzeń MR JT, ale uzyskane wyniki dostarczają również informację nt. możliwych metod poprawiających COP np. zwiększanie ciśnienia ssania przy jednoczesnym zwiększaniu udziału czynników niskowrzących. Prezentowane wyniki pokazują również, że przy optymalizacji składu mieszaniny kryterium COP rośnie również SCP_v , natomiast spada SCP_m (Rysunek 6). Zestawienie wyników jest prezentowane na Rysunku 8. Prezentowane wyniki pokazują jak na optymalne wyniki wpływa dobór kryterium optymalizacyjnego (Rysunek 8 a,b i c) oraz jaki jest optymalny skład mieszaniny w zależności od zadanej temperatury po dławieniu (Rysunek 8 d,e i f). Ponadto, wyniki prezentują jak proces optymalizacji wpływa na parametry procesu takie jak np. spręż lub jakie czynniki ograniczają dalszą optymalizację (temperatura tłoczenia, maksymalna objętościowa praca sprężania $\dot{n}_{comp,v}$ czy warunki rekuperacji).



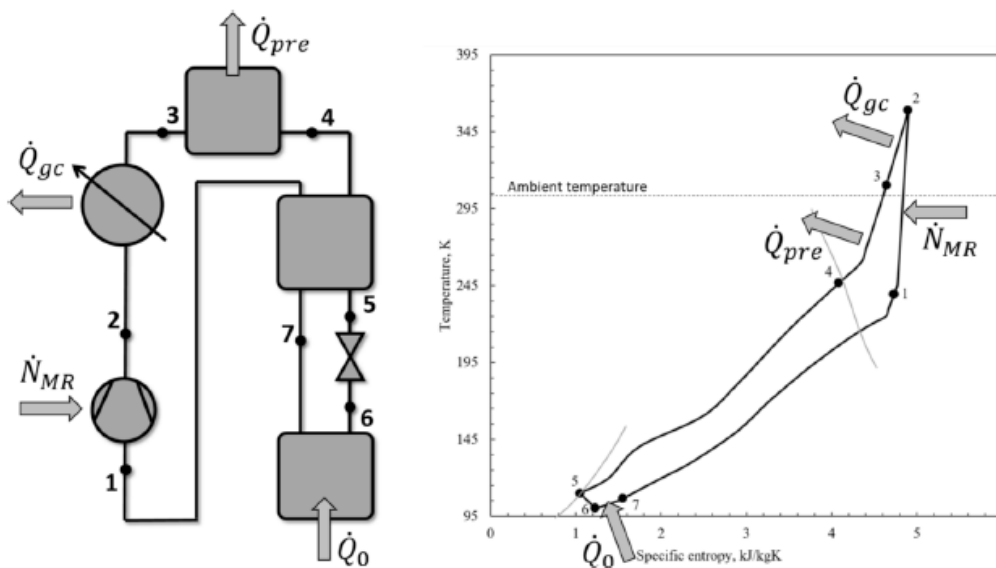
Rysunek 8 Wyniki przeprowadzonych symulacji w zakresie optymalnych składów mieszanin w zależności od temperatury za zaworem dławiącym i przyjętego kryterium optymalizacyjnego [A5]

Na podstawie przeprowadzonej analizy sformułowałem następujące wnioski:

- SCP_m okazało się być mylącym czynnikiem optymalizacyjnym, ponieważ dąży do uzyskania maksymalnej dostępnej mocy chłodniczej bez uwzględnienia pracy sprężania lub objętości właściwej mieszaniny, co może skutkować niskim COP i wysokimi strumieniami objętościowymi MR na jednostkę mocy chłodniczej,
- Wprowadzona objętościowa specyficzna moc chłodnicza SCP_v uwzględnia aspekty związane ze sprężaniem i wymaganą objętościową wydajnością chłodniczą na ssaniu sprężarki. Zoptymalizowany skład MR w odniesieniu do objętościowego SCP_v jest bardzo podobny do składu MR uzyskanego dla optymalizacji w odniesieniu do COP,
- Wzrost COP i SCP_v uzyskuje się przez podniesienie ciśnienia na ssaniu, co powoduje zmniejszenie stosunku ciśnień R_p , pracy sprężania oraz zwiększenie ciśnienia i objętości właściwej MR na ssaniu sprężarki,
- Zwiększenie SCP_m uzyskuje się przez maksymalizację stosunku ciśnień R_p , co powoduje znaczny wzrost temperatury tłoczenia i pracy sprężania. Warto zauważyć, że optymalizacje SCP_v i SCP_m zbliżają się do zupełnie przeciwnych warunków pracy.
- Obniżenie temperatury chłodzenia ze 120 do 100 K wymaga zwiększenia zawartości azotu i etanu oraz zmniejszenia zawartości metanu i propanu. Ponadto, w temperaturze chłodzenia 120 K optymalne mieszaniny COP i SCP_v należą do trójskładnikowych MR, ponieważ zawartość etanu jest pomijalnie mała.

- Zastosowanie standardowych sprężarek chłodniczych wiąże się z wieloma bardzo ścisłymi ograniczeniami dotyczącymi nie tylko ciśnień i temperatur MR na ssaniu i tłoczeniu sprężarki, ale także maksymalnego jednostkowego obciążenia objętościowego $\dot{n}_{comp,v}$, które według najlepszej mojej wiedzy, nigdy nie było stosowane w podobnych badaniach.
- Optymalizacja składu MR pod kątem COP lub SCP_v skutkuje znacznie większą wymaganą efektywnością wymiany ciepła niż w przypadku optymalizacji pod kątem SCP_m . W związku z tym zagadnienie poprawy warunków wymiany ciepła w rekuperatorze musi być dogłębnie zbadane.

Kontynuacją prac przedstawionych w [A5] było opracowanie modelu dla kaskadowego obiegu MR JT, którego schemat jest przedstawiony na Rysunku 9. Takie układy zostały zidentyfikowane jako dużo efektywniejsze niż jednostopniowe chłodziarki MR JT. Kaskadowanie obiegu MR JT zwiększa jego wydajności chłodzenia o współczynnik 1,5-2 w porównaniu z chłodziarką jednostopniową (niekaskadowaną) MR JT oraz poprawia efektywność 1,5-krotnie w porównaniu z chłodziarkami Gifforda-McMahona. Należy również wspomnieć, że taki efekt jest uzyskany bez znaczącej utraty niezawodności systemu. Mimo doniesień o zaletach kaskadowanych układów MR JT w literaturze jest bardzo niewiele prac na ten temat.



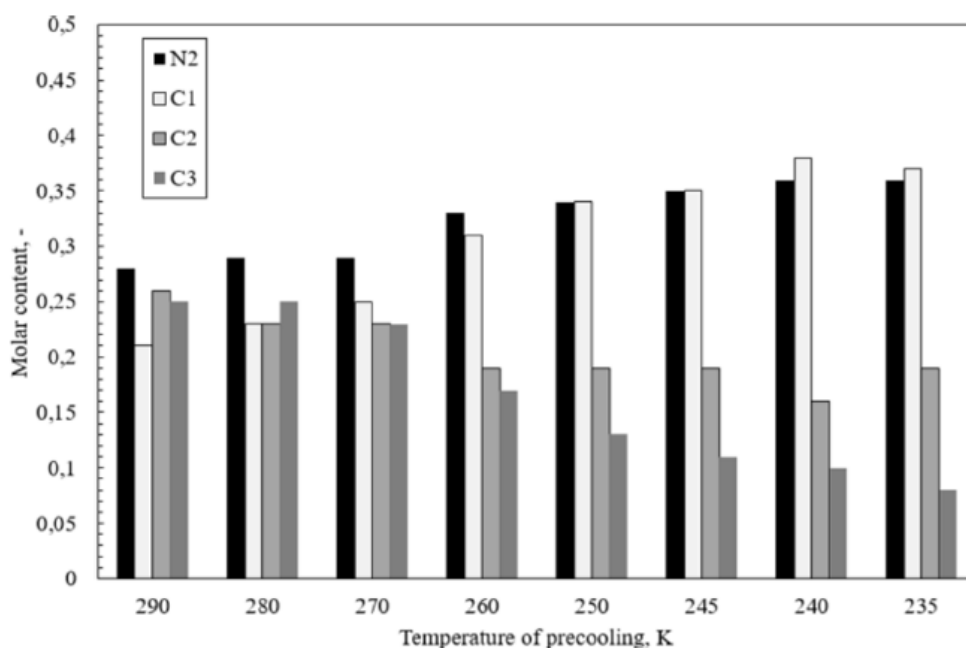
Rysunek 9 Zastosowanie dochładzania [A1]

Z tego względu modelowanie i optymalizacja tych układów została przedstawiona w publikacji [A1]. Układy kaskadowe dzięki odprowadzeniu dodatkowego ciepła (\dot{Q}_{pre} , na Rysunku 9) charakteryzują się:

- Zwiększona wydajność chłodnicza w stosunku do układów jednostopniowych,
- Zmniejszonym udziałem składników wysokowrzących [A1],
- Rekuperacja ciepła nie odbywa się w konfiguracji gaz-gaz [A1],
- Możliwością zwiększenia sprężu ze względu na obniżoną temperaturę tłoczenia [A1],

- Stabilniejszą temperaturą przy której jest uzyskiwana moc chłodnicza [A1] ze względu na zmniejszoną ilość składników wysokowrzących (czyli zwiększony udział pozostałych) [A1].

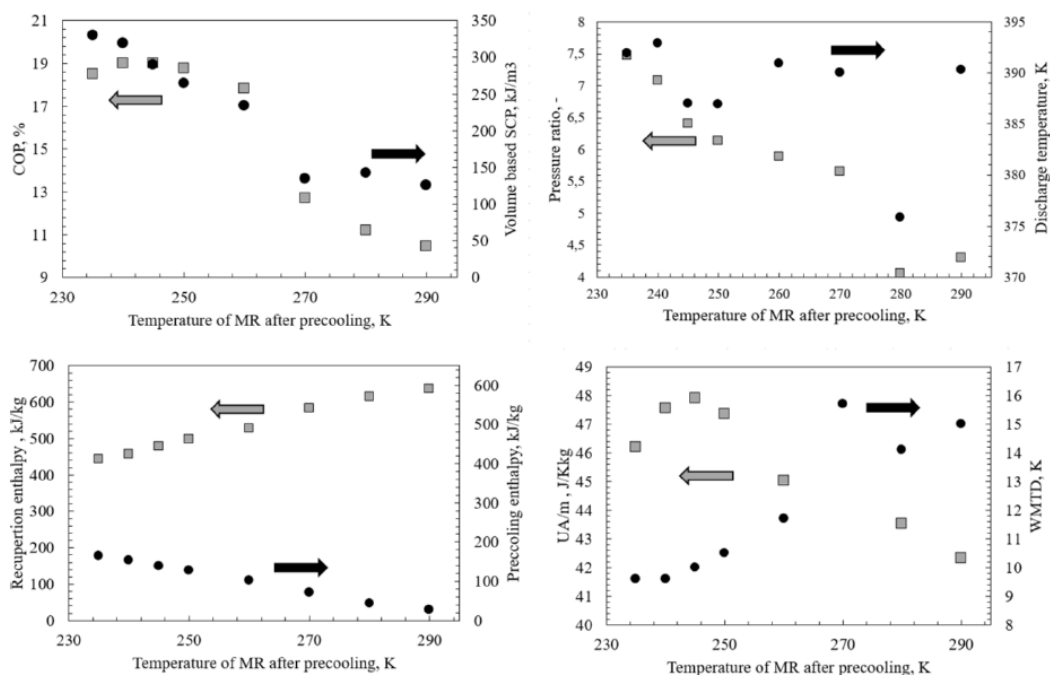
Układy kaskadowe MR JT mają o jeden stopień swobody więcej niż układy jednostopniowe opisane w [A5], którym jest temperatura dochłodzenia. Model procesowy, szczegółowo opisany w [A5] został zmodyfikowany oraz ulepszony. Do modelu został dołożony submodel stopnia dochładzającego wyposażony we własną pętlę optymalizacyjną. Ponadto wprowadziłem zależność sprawności izentropowej od ciśnienia ssania i tłoczenia sprężarki, która zastąpiła założenie o stałej sprawności izentropowej. Przeanalizowałem pracę układu dla temperatur dochłodzenia w zakresie od 290 do 235K. Wyniki przedstawione na Rysunku 10 ilustrują jak zmienia się optymalny skład mieszaniny roboczej w zależności od temperatury dochłodzenia.



Rysunek 10 Optymalne składy MR w zależności od temperatury dochłodzenia [A1]

Przeprowadzone symulacje wykazały m.in. że temperatura dochłodzenia ma istotny wpływ na skład optymalnej mieszaniny. Udział najwyższej wrzącego składnika mieszaniny (w tym przypadku propanu) spada wraz ze spadkiem temperatury dochłodzenia.

Wyniki przedstawione na Rysunku 11 wskazują, że istnieje optymalna temperatura dochłodzenia, dla której jest osiągnięte optymalne COP. Jednocześnie analizy wskazują, że rekuperacja ciepła staje się bardziej wymagająca (rośnie wymagany iloczyn powierzchni i współczynników wymiany ciepła UA/m) wraz ze spadkiem temperatury dochłodzenia.



Rysunek 11 Wybrane parametry pracy instalacji w zależności od temperatury dochłodzenia [A1]

Przeprowadziłem analizy teoretyczne dotyczące wydajności kaskadowanych chłodziarek MR JT. Przeprowadzono modelowanie kaskadowanych układów MR JT w celu optymalizacji składu mieszanego czynnika chłodniczego $N_2 + HC$ w zależności od temperatury dochłodzenia. Na podstawie tej pracy sformułowałem następujące wnioski:

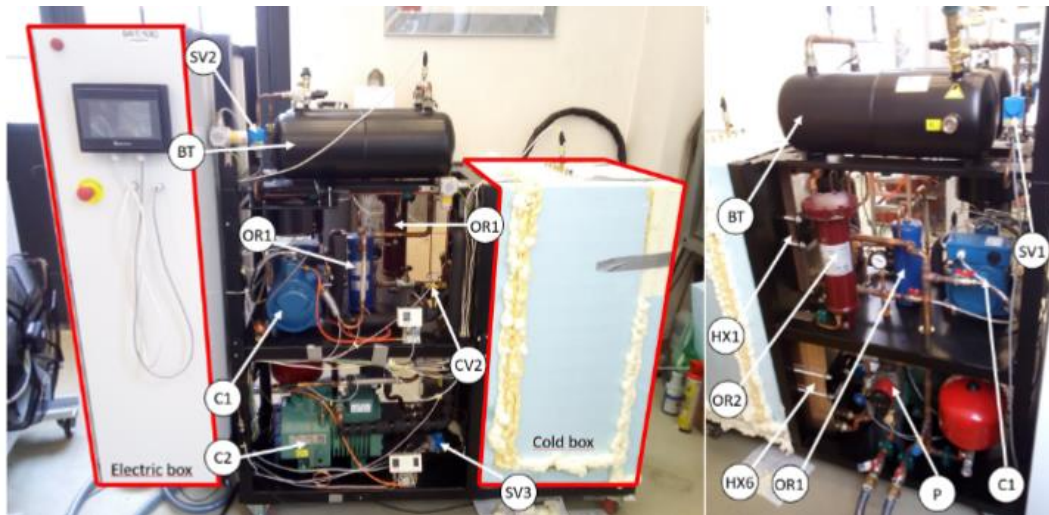
- Zastosowanie dochłodzenia obniża optymalny udział składników wysokowrzących (w tym przypadku propanu i etanu) na korzyść składników niskowrzących (metanu i azotu). Wynika z tego pominięcie procesu rekuperacji w zakresie temperatur, w których propan jest kluczowym składnikiem. Dlatego optymalny skład propanu zmniejsza się stopniowo wraz ze spadkiem temperatury schładzania wstępnego. Z drugiej strony składy składników niskowrzących rosną i dla temperatur schładzania wstępnego poniżej 250 K łączna zawartość molowa metanu i azotu wynosi około 70%.
- Zastosowanie chłodzenia wstępnego pozwala znacznie poprawić wydajność chłodziarki MR JT. Systemy chłodzone wstępnie są nie tylko dwukrotnie bardziej wydajne, ale ta sama moc chłodnicza wymaga mniejszej objętościowej pojemności sprężarki MR. Z drugiej strony, warunki wymiany ciepła w HX z rekuperacją mogą być nieco trudniejsze w przypadku układów wstępnie chłodzonych ze względu na mniejszą WMTD.
- Poprawa wydajności uzyskana dzięki zastosowaniu sprężania dwustopniowego jest w przypadku układów wstępnie chłodzonych nieuzasadniona. COP i SCP_m wzrosły o około 5%, natomiast SCP_v zmniejszył się o prawie 50%. Dzieje się tak dlatego, że w pewnym momencie dalszy wzrost R_p może nastąpić tylko przez obniżenie ciśnienia ssania, co negatywnie wpływa na SCP_v .
- Temperaturę chłodzenia wstępnego można zoptymalizować pod kątem współczynnika COP wstępnie schłodzonego kriokomora MR JT. Niższa temperatura chłodzenia wstępnego skutkuje niższym współczynnikiem COP stopnia chłodzenia wstępnego i wyższym zapotrzebowaniem na chłodzenie wstępne (ponieważ MR musi być schłodzony do niższej

temperatury). W pewnym momencie korzyści z chłodzenia wstępnego nie są w stanie pokryć dodatkowego zużycia energii. Dla analizowanej w tym badaniu temperatury po dławieniu, równej 100 K, optymalna temperatura chłodzenia wstępnego wynosiła 245 K.

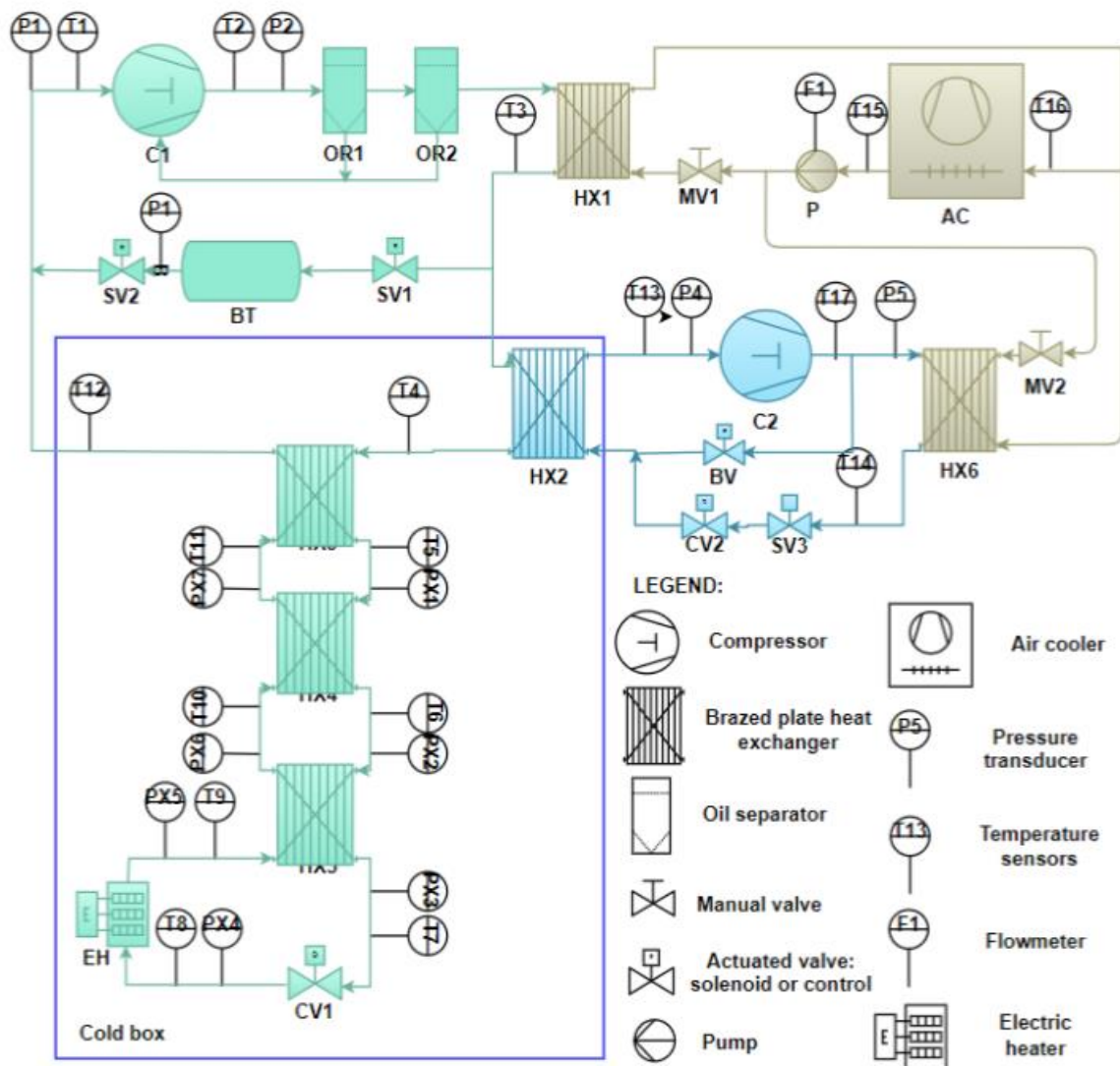
W publikacji [A8] przedstawiłem wstępne badania eksperymentalne nad kaskadowaną chłodziarką MR JT. Chłodziarka powstała na bazie autorskiego projektu, a jej budowa została sfinansowana w ramach konkursu wewnętrznego Katedry Kriogeniki i Inżynierii Lotniczej na Wydziale Mechaniczno-Energetycznym, której jestem pracownikiem. Według mojej wiedzy jest to największe tego typu stanowisko badawcze przedstawione w literaturze naukowej. Głównym celem stanowiska badawczego była walidacja wyników wcześniejszych badań oraz kompleksowe zbadanie wydajności chłodziarki MR JT w zależności od parametrów procesu, dlatego zaprojektowane stanowisko zostało wyposażone w szereg funkcjonalności, które mają umożliwić szeroką regulację parametrów pracy:

- Falownik podłączony do sprężarki MR C1. Pozwala to na regulację częstotliwości w zakresie od 30 do 87 Hz (50 Hz jest częstotliwością nominalną), co odpowiada zakresowi regulacji od 60 do 174% nominalnej wydajności objętościowej.
- Zawór obejściowy gorącego gazu BV. Umożliwia on dostosowanie pracy stopnia dochładzającego do żądanej temperatury dochłodzenia. Zawór może regulować temperaturę parowania w zakresie od 0,2 do 6 barów, wprowadzając gorący gaz bezpośrednio do wlotu parownika HX2 i zmniejszając dostępną moc chłodniczą.
- Zbiornik buforowy BT, zawory elektromagnetyczne SV1 i SV2 oraz zawór regulacyjny CV1. To umożliwia niezależne sterowanie ciśnieniem na ssaniu i tłoczeniu stopnia MR przez ładowanie lub opróżnianie bufora i regulację otwarcia zaworu sterującego CV1.
- Falownik wentylatora chłodnicy powietrza AC, ręczne zawory równoważące i regulowana pompy. Umożliwia to regulację temperatury czynnika chłodzącego regulację temperatury czynnika chłodzącego, dzięki czemu symulowane są wybrane warunki otoczenia (temperatury wyższe niż bieżące warunki otoczenia).
- Nagrzewnica elektryczna EH z regulacją PWM. Zastosowanie EH pozwala na symulowanie obciążenia do 900W.
- System wykrywania gazu. Umożliwia on bezpieczne korzystanie z różnych mieszanin, w tym palnych, zawierających metan, etan, propan, izobutan, propylen i etylen . W przypadku wykrycia gazu następuje natychmiastowe wyłączenie systemu
- Zawory serwisowe (w częściach o temperaturach innych niż otoczenia z kapilarami dystansującymi) umożliwiające pomiar spadku ciśnienia na poszczególnych komponentach systemu.

Zdjęcia stanowiska są przedstawione na Rysunku 12, a schemat P&ID stanowiska jest przedstawiony na Rysunku 13.



Rysunek 12 Zdjęcia stanowiska[A8]



Rysunek 13 Schemat P&ID stanowiska[A8]

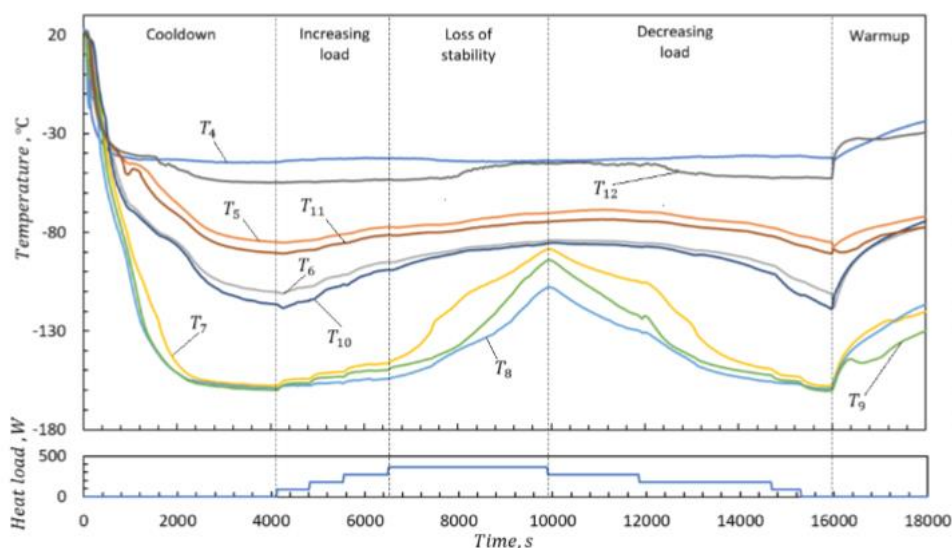
Na stanowisku przeprowadzono szereg badań, których celem było z jednej strony potwierdzenie funkcjonalności stanowiska, z drugiej strony analiza wpływu poszczególnych parametrów pracy chłodziarki MR JT na jej osiągi: wydajność chłodniczą, osiąganą temperaturę. Zakres badań jest przedstawiony w Tabeli 1.

Tabela 1 Zakres przeprowadzonych badań [A8]

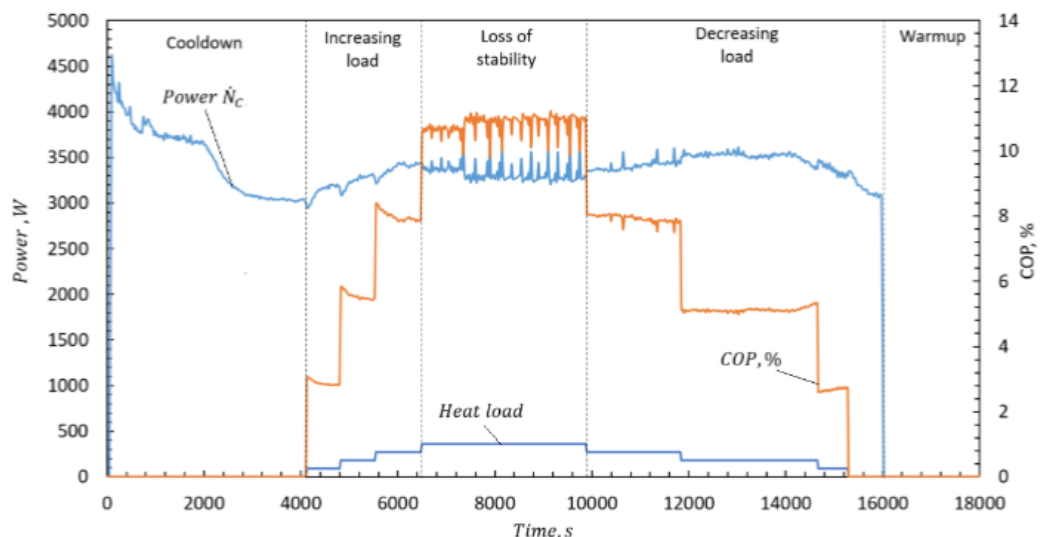
Zmienna	T_{pre}	p_1	p_2	\dot{Q}_{load}
Obciążenie cieplne	nk ¹	2.5 bar	18 bar	0-360W ²
Ciśnienie tłoczenia p_2	nk	2bar	15-18 bar	180W
Ciśnienie ssania p_1	-40 do -41°C ⁴	1.9 - 3 bar	18 bar	180W
Temperatura dochłodzenia	-25 do -46°C ⁴	2.5 bar	18 i 18.5 bar	180W

Uwagi: ¹Parametr niekontrolowany w trakcie testu, ²Obciążenie zmieniane co 90W, ³Testy wykonane dla różnych ciśnień tłoczenia, ⁴Test z regulacją ciśnienia ssania zaworem BV

Ogólna koncepcja testów polegała na zmianie jednego wybranego parametru (obciążenia cieplnego, ciśnienia tłoczenia lub ssania sprężarki, temperatury wstępnego dochłodzenia mieszaniny) przy stałych (w miarę możliwości) pozostałych parametrach. Pozwoliło to wyodrębnić wpływ danego parametru na prace urządzenia. Przykładowe wyniki pomiarów są przedstawione na Rysunkach 14 i 15, które ilustrują odpowiednio przebieg temperatur mieszaniny oraz pobieraną moc, wydajność chłodniczą i COP.

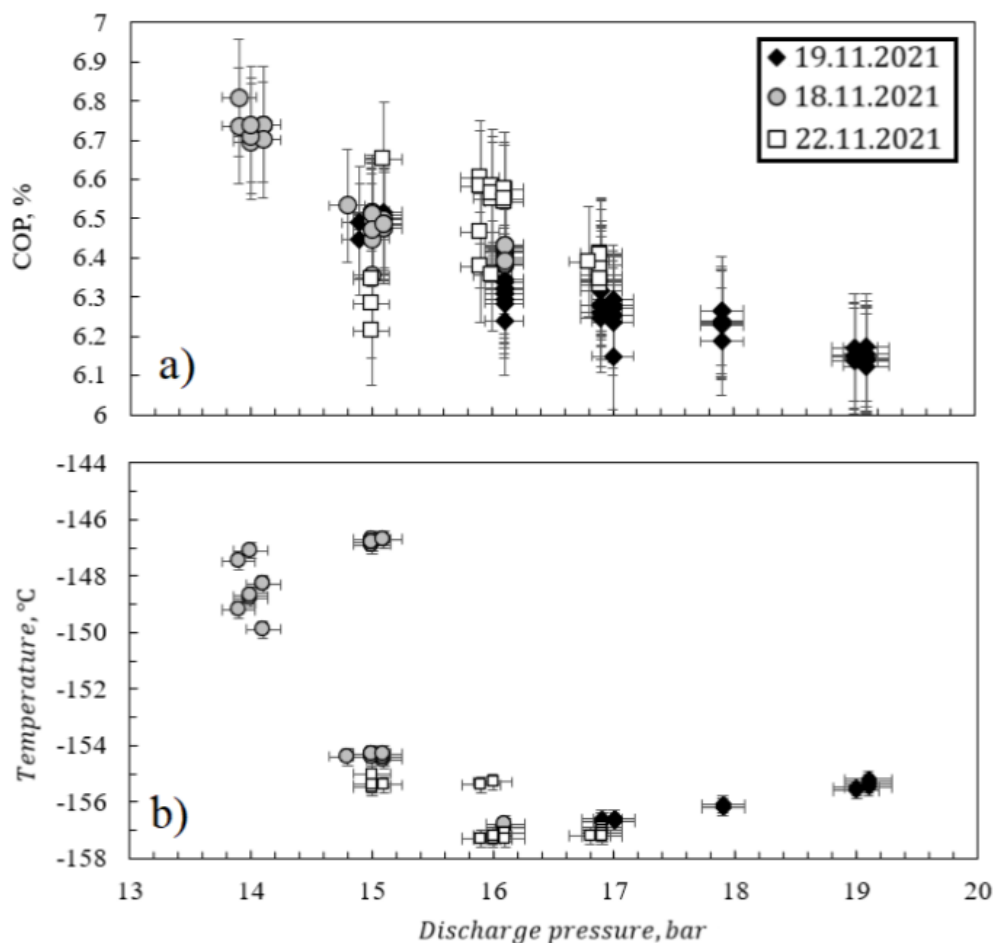


Rysunek 14 Przykładowe przebiegi temperatur w „cold boxie” dla testu przy zmiennym obciążeniu cieplnym [A8]



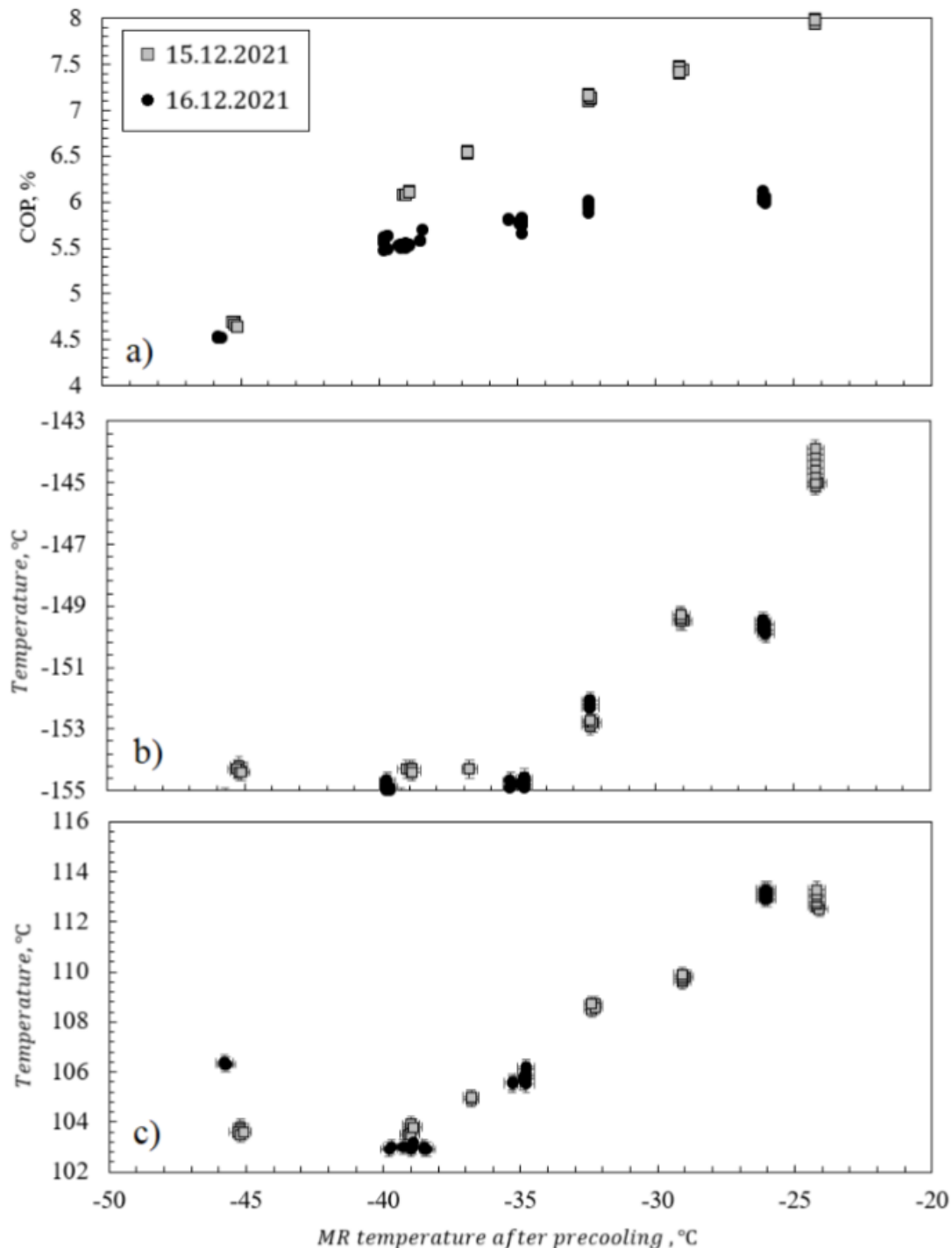
Rysunek 3 Przykładowe przebiegi obciążenia cieplnego, mocy pobieranej i COP instalacji dla testu przy zmiennym obciążeniu cieplnym [A8]

Przeprowadzone pomiary wykazały pewne ciekawe i nieoczywiste zależności np. wpływ ciśnienia tłoczenia na temperaturę za zaworem dławiącym, co jest przedstawione na Rysunku 16, lub wpływ temperatury dochłodzenia na osiąganą temperaturę za zaworem dławiącym, co jest przedstawione na Rysunku 17.



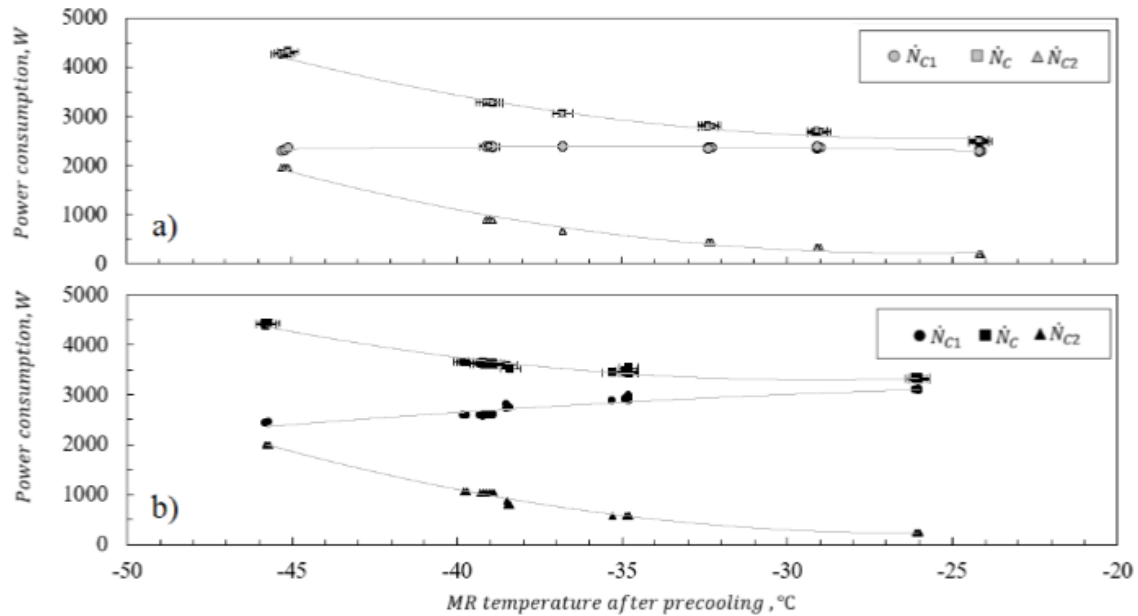
Rysunek 16 Podsumowanie wyników dla testów przy zmiennym ciśnieniu tłoczenia [A8]

Ponadto, wykazano, że moc sprężarki mieszaniny pozostaje stała w szerokim zakresie temperatur dochłodzenia (Rysunek 18). Zmiana moc pobieranej wynika głównie z poboru mocy przez stopień dochładzający który zmienia się zasadniczo w zależności od temperatury dochłodzenia, która wpływa nie tylko na COP ale również na zapotrzebowanie na moc chłodniczą przeznaczoną na dochłodzenie mieszaniny.



Rysunek 17 Podsumowanie wyników dla testów przy zmiennej temperaturze dochłodzenia[A8]

Wskazuje to na potencjalne dalsze kierunki prac optymalizujących COP kaskadowych chłodziarek i skraplarek MR JT.



Rysunek 18 Pobór mocy z podziałem na sprężarki dla testów przy zmiennej temperaturze dochłodzenia [A8]

Podsumowując, przeprowadzone badania miały unikalny, niepublikowany dotąd charakter. Ponadto, zaprojektowane stanowisko jest największym tego typu urządzeniem MR JT, jakie dotychczas opisano w literaturze naukowej. Przeprowadzono testy doświadczalne badające wpływ wybranych parametrów na wydajność układu. Na tej podstawie stwierdzono, że:

- Zaprojektowany układ może pracować stabilnie, w zakresie mocy chłodniczej 0-270W w temperaturze od -159oC do -154oC. Maksymalny uzyskany współczynnik COP wynosi około 8%, co jest wartością poniżej wydajności teoretycznej.
- Stopień dochłodzenia działa bardzo stabilnie, nawet w przypadku dynamicznej pracy stopnia MR. Stopień dochłodzenia ma tendencję do samoregulacji (dostosowując ciśnienie parowania do bieżącego zapotrzebowania na chłód wstępny). Zapewnia to niezawodną pracę niezależnie od warunków.
- Stwierdzono, że ciśnienie tłoczenia ma optymalną wartość w stosunku do temperatury po dławieniu. Ponadto obniżenie ciśnienia tłoczenia poprawia współczynnik COP.
- Wydaje się, że obniżenie ciśnienia ssania ma pozytywny wpływ na wydajność we wszystkich rozpatrywanych aspektach i zaleca się obniżenie go do najniższego poziomu, na jaki pozwala temperatura tłoczenia.
- Zmiana temperatury tłoczenia w zależności od stosunku ciśnień jest znacznie mniejsza niż oczekiwano. Może to być spowodowane wzrostem rozpraszania ciepła przez ten sam obszar głowicy sprężarki, co powoduje wzrost temperatury sprężarki. Dlatego przewymiarowanie sprężarki MR i praca z prędkością niższą niż nominalna może być korzystna.
- Pobór mocy przez sprężarkę obiegu dochłodzenia pozostaje stabilny w pełnym zakresie ciśnienia ssania. Dzieje się tak dlatego, że zwiększone zapotrzebowanie na chłodzenie wstępne (spowodowane zwiększonym strumieniem masy MR) jest kompensowane przez wzrost współczynnika COP obiegu dochłodzenia (spowodowany wzrostem temperatury parowania).

- Współczynnik COP układu można zoptymalizować pod względem temperatury dochłodzenia. Zgodne są również wartości tej temperatury uzyskane teoretycznie i doświadczalnie, które wynoszą około $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$. Wykazano również, że pobór mocy przez sprężarkę MR pozostaje prawie stały w całym zakresie rozważanych temperatur MR po schłodzeniu wstępnym, podczas gdy pobór mocy przez sprężarkę schładzającą może się zmieniać nawet 9-krotnie. Zatem optymalizacja współczynnika COP cyklu chłodzenia wstępnego może mieć kluczowe znaczenie dla optymalizacji całego systemu.

Podsumowując pracę opisaną w podrozdziale „Rekondensacja i skraplanie LNG z wykorzystaniem obiegów Joule’a-Thomsona”, przeprowadziłem kompleksowe analizy teoretyczne z wykorzystaniem autorskich modeli, które zostały opracowane w celu uzupełnienia niedoboru dostępnej w literaturze naukowej wiedzy w tym zakresie. Następnie, w oparciu o wyniki modelowe zaprojektowałem oraz przeprowadziłem budowę stanowiska badawczego kaskadowej chłodziarki Joule’a-Thomsona o mocy 290 W w temperaturze 119K - według mojej wiedzy największego opisanego w literaturze naukowej. Przeprowadziłem badania wpływu parametrów procesowych na efektywność pracy urządzenia. Duża część przeprowadzonych prac i wyników ma unikalny charakter: podobne analizy ani stanowisko nie zostało wcześniej w literaturze zaprezentowane ani omówione w literaturze naukowej. Przeprowadzone prace pozwoliły na sformułowanie następujących kluczowych wniosków projektowych i optymalizacyjnych:

- masowe SCP okazuje się być mylącym czynnikiem optymalizacyjnym, ponieważ dąży do uzyskania maksymalnej dostępnej mocy chłodniczej bez uwzględnienia pracy sprężania lub objętości właściwej mieszaniny, co może skutkować niskim COP i wysokimi strumieniami objętościowymi MR na jednostkę mocy chłodniczej,
- Wprowadzona objętościowa specyficzna moc chłodnicza SCP_v uwzględnia aspekty związane ze sprężaniem i wymaganą objętościową wydajnością chłodniczą na ssaniu sprężarki. Zoptymalizowany skład MR w odniesieniu do objętościowego SCP_v jest bardzo podobny do składu MR uzyskanego dla optymalizacji w odniesieniu do COP,
- Zastosowanie standardowych sprężarek chłodniczych wiąże się z wieloma bardzo ścisłymi ograniczeniami dotyczącymi nie tylko ciśnień i temperatur MR na ssaniu i tłoczeniu sprężarki, ale także maksymalnego jednostkowego obciążenia objętościowego $\dot{n}_{comp,v}$, które według najlepszej mojej wiedzy nigdy nie było stosowane w podobnych badaniach.
- Optymalizacja składu MR pod kątem COP lub SCP_v skutkuje znacznie większą wymaganą efektywnością wymiany ciepła niż w przypadku optymalizacji pod kątem SCP_m . W związku z tym zagadnienie poprawy warunków wymiany ciepła w rekuperatorze musi być dogłębnie zbadane.
- Zastosowanie wstępnego dochładzania pozwala znacznie poprawić wydajność chłodziarki MR JT. Systemy z dochłodzeniem są nie tylko bardziej wydajne, ale ta sama moc chłodnicza wymaga mniejszej pojemności objętościowej sprężarki MR. Z drugiej strony, warunki wymiany ciepła w HX z rekuperacją mogą być nieco bardziej wymagające w przypadku układów z dochłodzeniem ze względu na mniejszą WMTD.
- Poprawa wydajności uzyskana dzięki zastosowaniu sprężania dwustopniowego jest w przypadku układów wstępnie chłodzonych nieuzasadniona. COP i SCP_m wzrosły o około

5%, natomiast SCP_v zmniejszył się o prawie 50%. Wynika to z faktu, że w pewnym momencie dalszy wzrost R_p może nastąpić tylko poprzez obniżenie ciśnienia ssania, co negatywnie wpływa na SCP_v .

- Współczynnik COP układu można zoptymalizować pod względem temperatury chłodzenia wstępnego. Zgodne są również wartości tej temperatury uzyskane teoretycznie i doświadczalnie, które wynoszą około $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$. Wykazano również, że pobór mocy przez sprężarkę MR pozostaje prawie stały w całym zakresie rozważanych temperatur MR po schłodzeniu wstępnym, podczas gdy pobór mocy przez sprężarkę schładzającą może się zmieniać nawet 9-krotnie. Zatem optymalizacja współczynnika COP cyklu chłodzenia wstępnego może mieć kluczowe znaczenie dla optymalizacji całego systemu.

4.3.3 Regazyfikacja LNG z wykorzystaniem cieczy grzewczej

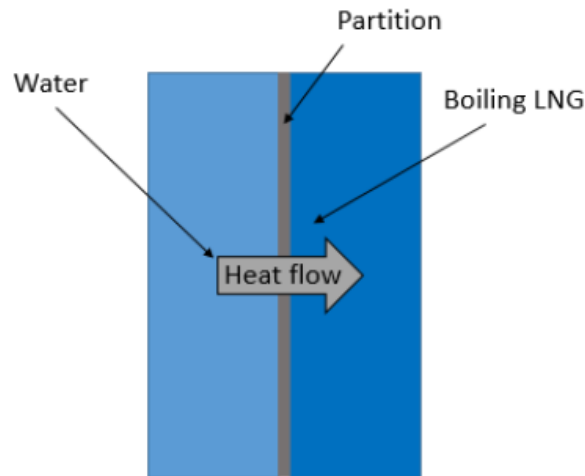
Skroplony gaz ziemny LNG (ang. Liquefied Natural Gas) jest dogodną formą do transportu oraz magazynowania gazu ziemnego. Wykorzystanie LNG wymaga jego regazyfikacji i dlatego ten proces jest z reguły ostatnim etapem cyklu technologicznego LNG. W zależności od ciśnienia, temperatura nasycenia LNG wynosi 112-160 K. W wielu zastosowaniach, zarówno w rozwiązaniach mobilnych jak i stacjonarnych, regazyfikacja jest realizowana poprzez ogrzanie LNG płynem grzewczym, którym jest woda lub mieszanina wody i glikolu, charakteryzująca się temperaturami zamarzania znacznie wyższymi niż temperatura wrzenia LNG. W związku z tym proces regazyfikacji jest narażony na ryzyko tworzenia się fazy stałej w płynie grzewczym. Może to prowadzić do wzrostu strat ciśnienia hydraulicznego, pogorszenia wymiany ciepła, a nawet do zniszczenia wymiennika ciepła i urządzeń towarzyszących. W zastosowaniach mobilnych parowniki ogrzewane wodą lub wodą z glikolem są zwykle podłączone do układu chłodzenia silnika, co częściowo ogranicza ryzyko zamarzania. Niemniej jednak, w niektórych zastosowaniach morskich regazyfikacja LNG odbywa się z wykorzystaniem wody morskiej o znacznie niższej temperaturze i te przypadki są szczególnie narażone na ryzyko zamarzania. Niezależnie od rodzaju czynnika grzewczego i specyfiki zastosowania mobilnego, parownikami są z reguły wymienniki płaszczowo-rurowe ciepła (STHX ang. shell & tube heat exchanger). Konstrukcja wymiennika do regazyfikacji LNG ogrzewanego wodą lub wodą z glikolem wiąże się z kilkoma wyzwaniami:

- Ograniczenie ryzyka zamarznięcia czynnika grzewczego,
- łagodzenie skutków maldystrybucji LNG,
- ograniczenie tworzenia się martwych stref po stronie cieczy grzewczej,
- kontrola wymiany ciepła podczas wrzenia LNG.

Wywołuje to potrzebę lepszego zrozumienia i kontroli wymiany ciepła związanej z regazyfikacją LNG, aby uniknąć tworzenia się fazy stałej. Moje badania w tym zakresie skupiały się na analizach teoretycznych i numerycznych wymiany ciepła podczas procesu regazyfikacji LNG.

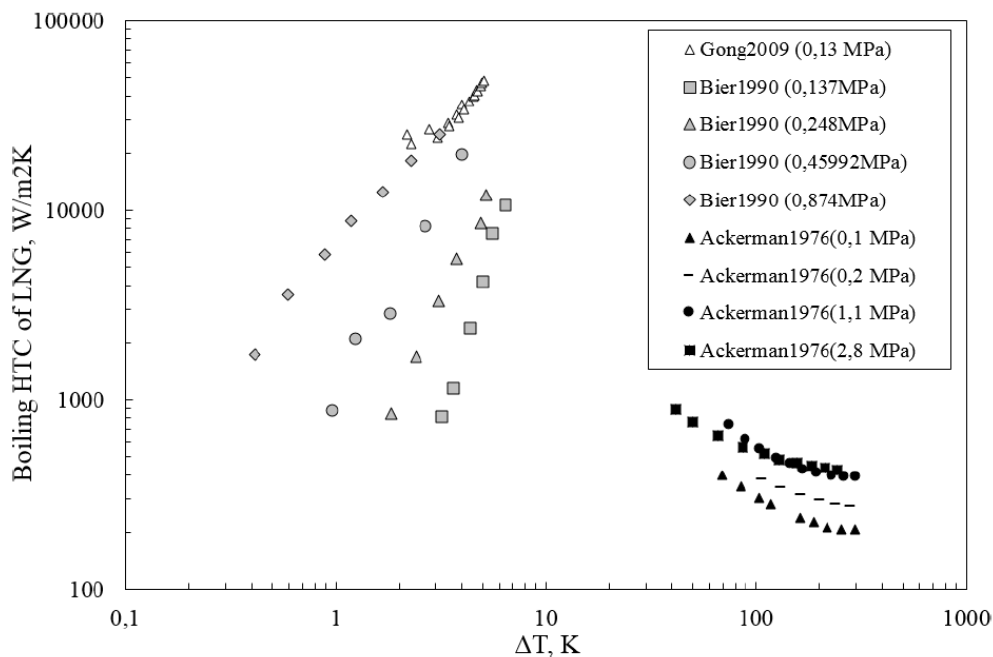
W pracy [A7] opracowałem analityczny, 0-wymiarowy model wymiany ciepła wzdłuż płaskiej płyty pomiędzy wodą i wrzącym LNG, co jest przedstawione na Rysunku 19. Celem modelu była analiza procesu regazyfikacji pod kątem zamarzania oraz identyfikacja kluczowych

mechanizmów wymiany ciepła czyli tych, które w największym stopniu wpływają na proces regazyfikacji.



Rysunek 19 Schemat analizowanego przypadku wymiany ciepła [A7]

Model uwzględniał wszystkie istotne z punktu widzenia wymiany ciepła mechanizmy, w tym przewodzenie przez powstającą na ścianie warstwę lodu. W celu zamodelowania wrzenia LNG dokonałem syntezy dostępnych wyników eksperymentalnych wrzenia w objętości LNG oraz metanu, które są przedstawione na Rysunku 20, i opracowałem korelację wrzenia LNG.



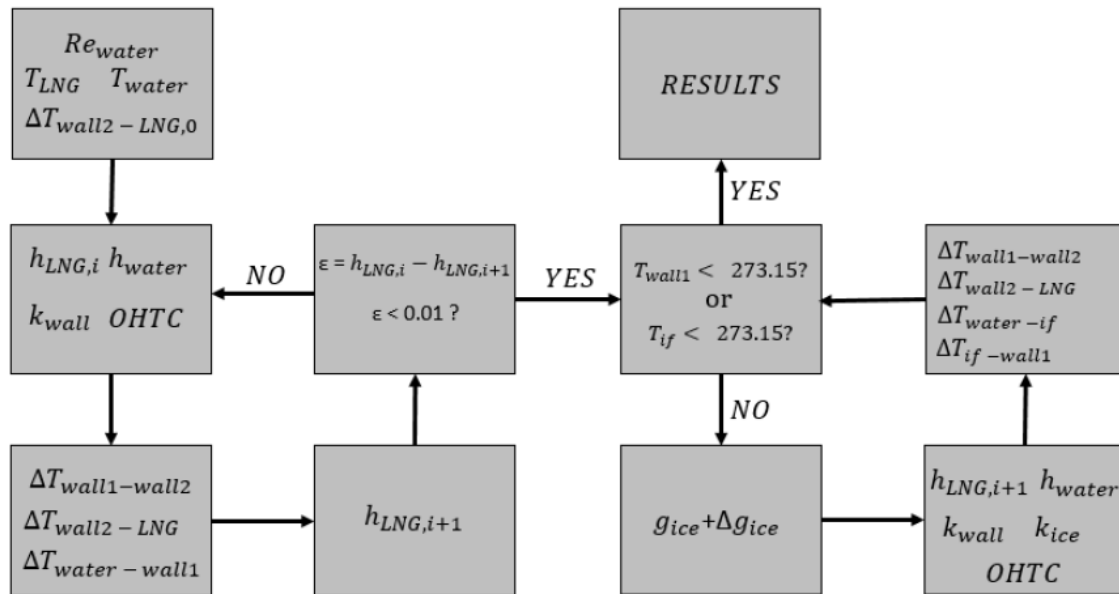
Rysunek 20 Zebrane dane eksperymentalne na temat wrzenia LNG wykorzystane do przygotowania korelacji [A7]

Biorąc pod uwagę, że na proces wrzenia w przepływie wpływa szereg parametrów takich jak chropowatość powierzchni, rodzaj przepływu i orientacja powierzchni grzewczej analiza była wykonana dla 3 przypadków:

- Bazowego: współczynnik wymiany ciepła przy wrzeniu LNG h_{LNG} określony na podstawie danych eksperymentalnych

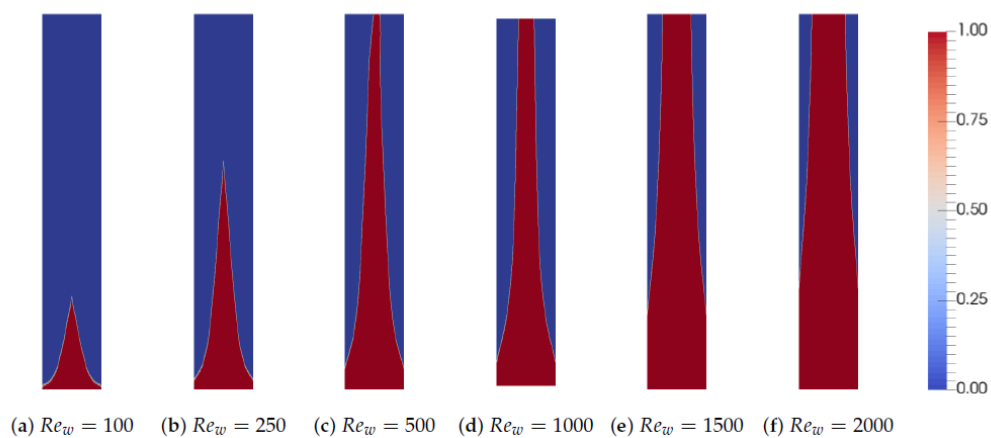
- współczynnik wymiany ciepła przy wrzeniu LNG h_{LNG} powiększony o 50% w stosunku do przypadku bazowego
- współczynnik wymiany ciepła przy wrzeniu LNG h_{LNG} powiększony o 100% w stosunku do przypadku bazowego

Takie podejście pozwoliło ocenić istotność wpływu współczynnika wymiany ciepła przy wrzeniu na występowanie zamarzania i stabilność procesu regazyfikacji. Model został przygotowany w języku programowania Python. Rysunek 21 przedstawia schemat flowchart.



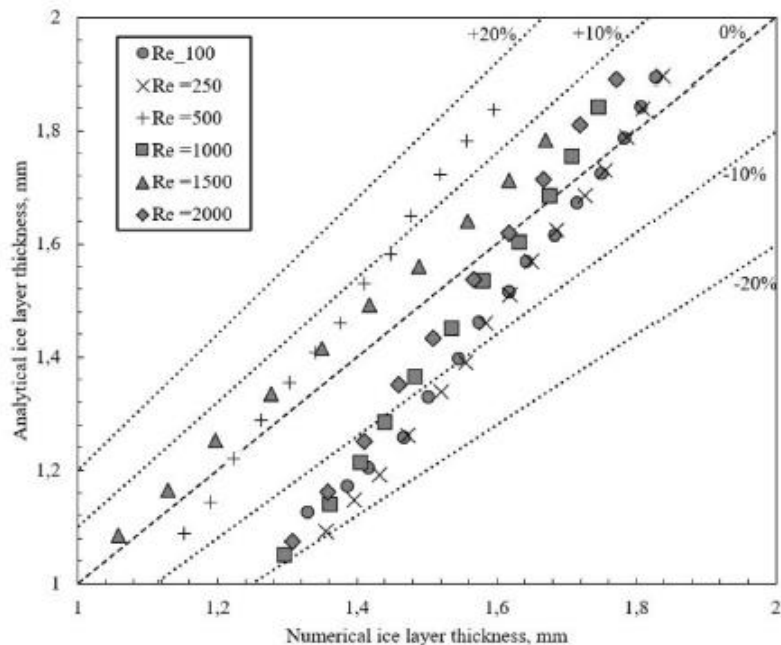
Rysunek 21 Schemat flowchart przygotowanego modelu 0D [A7].

Wymiana ciepła była modelowana w dwóch pętlach: w pierwszej iteracyjnie obliczano współczynnik wymiany ciepła przy wrzeniu, w drugiej iteracyjnie określano grubość warstwy lodu. Uzyskane wyniki zostały porównane z opracowanym modelem numerycznym, który również jest opisany w niniejszej pracy. Przykładowe wyniki modelu numerycznego są przedstawione na Rysunku 22. W miarę obniżania liczby Reynoldsa narasta warstwa lodu na ściankach, aż do zatkania kanału.



Rysunek 22 Przykładowe graficzne wyniki modelowania numerycznego [A7].

Porównując wyniki modelowania analitycznego i numerycznego w całym zakresie stwierdzono, że opracowany model analityczny wykazuje zbieżność $\pm 20\%$ z modelem numerycznym, co jest przedstawione na Rysunku 23. Zaletą modelu analitycznego jest możliwość wykonywania obliczeń, które są znacznie mniej czaso- i zasobo-chłonne. W konsekwencji umożliwia on również badanie szerokiego zakresu przestrzeni parametrów i może być potencjalnie interesujący dla projektantów wymienników ciepła i inżynierów.



Rysunek 23 Podsumowanie wyników modelu 0D i modelu numerycznego w zakresie narostu warstwy lodu[A3]

W oparciu o opracowany model wyznaczyłem również minimalną wartość współczynnika wymiany ciepła po stronie wody w zależności od temperatury wody zapobiegającą zamarzaniu.

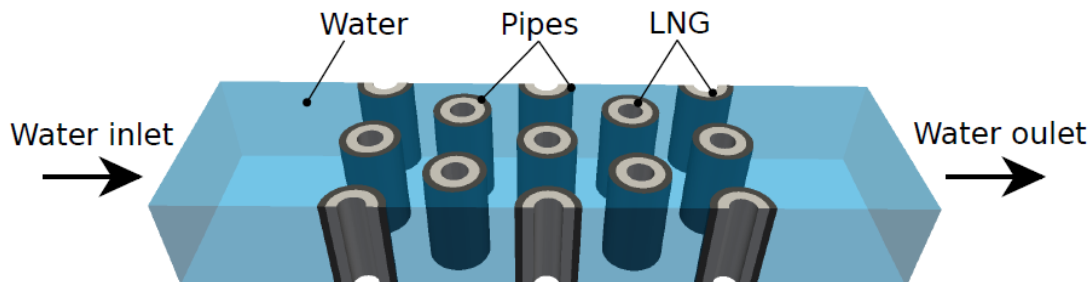
Opracowany model 0D wykorzystano do analizy procesu regazyfikacji LNG dla szerokiej zakresu parametrów przepływowych i cieplnych oraz do zbadania ryzyka zamarzania czynnika grzewczego. W rezultacie zbadano wzajemne interakcje i wpływ temperatury, liczby Reynoldsa, HTC czynnika grzewczego i HTC wrzenia LNG. Na podstawie uzyskanych wyników sformułowano następujące wnioski:

- Tworzenie się warstwy lodu podczas regazyfikacji LNG ściśle zależy od warunków wymiany ciepła. Dominującymi czynnikami są temperatura czynnika grzewczego i temperatura wrzenia LNG HTC.
- Proces regazyfikacji może przebiegać bez tworzenia się warstwy lodu nawet w przypadku niskich temperatur czynnika grzewczego, rzędu 280 K, o ile wymiana ciepła wrzenia LNG jest utrzymywana na niskim poziomie, a HTC czynnika grzewczego jest wystarczająco wysoka.
- Analiza wrażliwości wykazuje nieproporcjonalny wpływ wzrostu HTC LNG na potencjalne ryzyko zamarzania. Oznacza to, że nawet niewielki wzrost HTC LNG może spowodować znaczny wzrost grubości warstwy lodu i wzrost ryzyka zamarzania.

- Temperatura wrzenia LNG (HTC) jest kluczowym czynnikiem w tworzeniu warstwy lodu i powinna być poddana szczegółowej analizie eksperymentalnej. Ponadto należy również dogłębnie przeanalizować wpływ niskiego HTC wrzenia, chropowatości powierzchni i innych ewentualnie ważnych czynników.
- Ze względu na duże różnice temperatur, LNG wrze w reżimie wrzenia błonowego, który charakteryzuje się obniżonym HTC w porównaniu z reżimem wrzenia bąbelkowego. Jednak w rozpatrywanym przypadku ograniczony HTC wrzenia LNG jest niezbędny, aby zapobiec tworzeniu się lodu.
- Właściwa konstrukcja wymiennika ciepła do regazyfikacji LNG może pomóc w zabezpieczeniu się przed ryzykiem zamarznięcia i zatkania. Współczynnik wymiany ciepła czynnika grzewczego powinien być utrzymywany na odpowiednio wysokim poziomie w całym wymienniku ciepła. Powinno to być jednym z głównych kryteriów doboru wymiennika ciepła w regazyfikacji LNG.

Biorąc pod uwagę, że z reguły regazyfikacja jest przeprowadzana z wykorzystaniem wymienników płaszczowo-rurowych kolejne badania, przedstawione w pracach [A2] i [A3] dotyczyły właśnie takich konstrukcji wymienników ciepła.

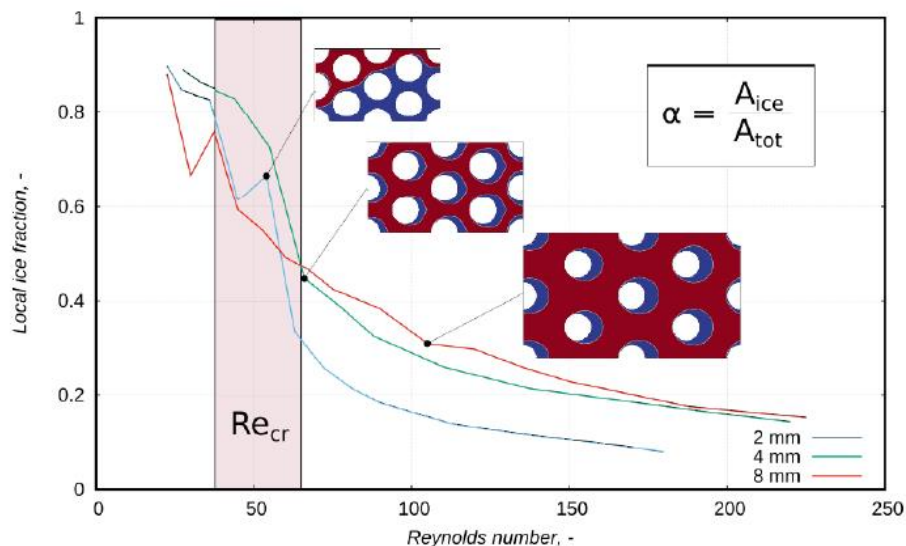
W pracy [A2] przedstawiono model numeryczny opływu poprzecznego pęczku rurek, co jest przedstawione na Rysunku 24. W rurkach przepływało LNG natomiast w płaszczu przepływała woda. LNG zostało zasymulowane jako ciało stałe o zmiennej przewodności cieplnej, odpowiadającej krzywej wrzenia opracowanej na potrzeby publikacji [A7].



Rysunek 24 Modelowana domena numeryczna [A2, A3]

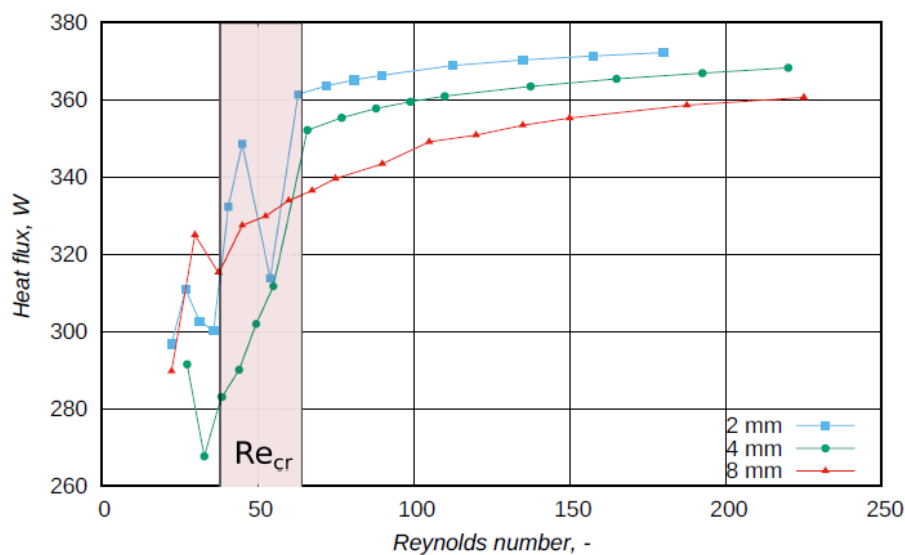
Przeanalizowano przypadki bez przepływu (przypadek awarii) oraz przypadki z przepływem w zakresie liczby Reynoldsa od 25 do 225 dla trzech rozstawów rurek: 8, 10 i 14 mm.

Wyniki dla przypadku bez przepływu odpowiadają najgorszemu przypadkowi, występującemu np. w przypadku awarii pompy. Wyniki pokazały, że rozstaw rurek ma zasadniczy wpływ na czas pomiędzy ustaniem przepływu a całkowitym zamarznięciem wymiennika. Jest to istotna informacja eksploatacyjna, która wiąże geometrię wymiennika z czasem awaryjnego rozruchu instalacji. Dla przypadków z przepływem wyznaczono parametr opisujący ilość lodu wokół rurki (Rysunek 25) oraz wymieniony strumień ciepła (Rysunek 26).



Rysunek 25 Ilość lodu wokół rurki w zależności od liczby Reynoldsa [A2]

Na podstawie wyników wyznaczono krytyczną Liczbę Reynoldsa. Poniżej tej wartości lód zgromadzony na rurce w sposób istotny ogranicza wymianę ciepła pomiędzy czynnikiem grzewczym a LNG. Powyżej krytycznej wartości liczby Reynoldsa, pomimo widocznego oblodzenia rurki, wymieniany strumień ciepła pozostaje stabilny. Dla wszystkich analizowanych przypadków krytyczna Liczba Reynoldsa wynosi około 50.

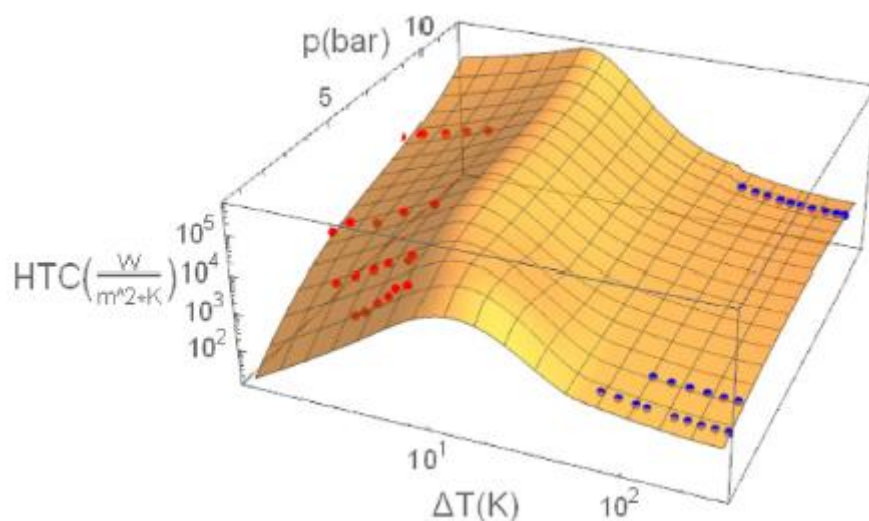


Rysunek 26 Strumień ciepła w zależności od liczby Reynoldsa [A2]

W publikacji [A2] przedstawiono analizę zamrażania wody podczas pracy wymiennika ciepła LNG-woda. Model numeryczny został opracowany na podstawie modelu zaproponowanego w [A7] i został zmodyfikowany z przepływu wewnątrz pojedynczego kanału na przepływ przez pęczek rur. Zaproponowana geometria może być postrzegana jako uproszczone uogólnienie płaszczowo-rurowego wymiennika ciepła. Wyniki te prowadzą do wniosku, że bezpośrednia interakcja między rurkami ma wpływ na analizowane zjawisko. Na podstawie przeprowadzonych analiz zostały sformułowane następujące wnioski:






- Wraz z obniżeniem prędkości przepływu zwiększa się warstwa lodu. Co więcej, dla modelowanych przypadków ryzyko całkowitego zablokowania przepływu pojawia się w tym samym obszarze liczby Reynoldsa, wynoszącej około 50. Wartość ta może być postrzegana jako krytyczna liczba Reynoldsa. Analiza wymiany ciepła wykazuje spadek strumienia ciepła dla niższej liczby Reynoldsa.
- Uzyskane wyniki wskazują, że prawidłowa eksploatacja wymiennika ciepła do regazyfikacji LNG może pomóc w zabezpieczeniu się przed ryzykiem zamarznięcia i zatkania. W przypadku awaryjnego ustania przepływu należy podjąć szybkie działania w celu ochrony systemu i zapewnienia jego prawidłowej pracy.

Opierając na wynikach prac [A7] i [A2] postawiłem hipotezę, że zastosowanie rurek eliptycznych zamiast okrągłych może pozytywnie wpłynąć na efektywność, energochłonność i stabilność procesu regazyfikacji. Przeprowadzono rozbudowaną analizę numeryczną, której wyniki zostały przedstawione w publikacji [A3]. W niniejszej pracy została również przedstawiona ulepszona korelacja współczynnika wymiany ciepła przy wrzeniu LNG, która jest przedstawiona na Rysunku 27. Korelacja uwzględnia nie tylko różnicę temperatur, ale również wpływ ciśnienia nasycenia na współczynniki wymiany ciepła. Według dostępnych wyników eksperymentalnych ciśnienie nasycenia ma znaczny wpływ na wartość współczynnika wymiany ciepła przy wrzeniu.



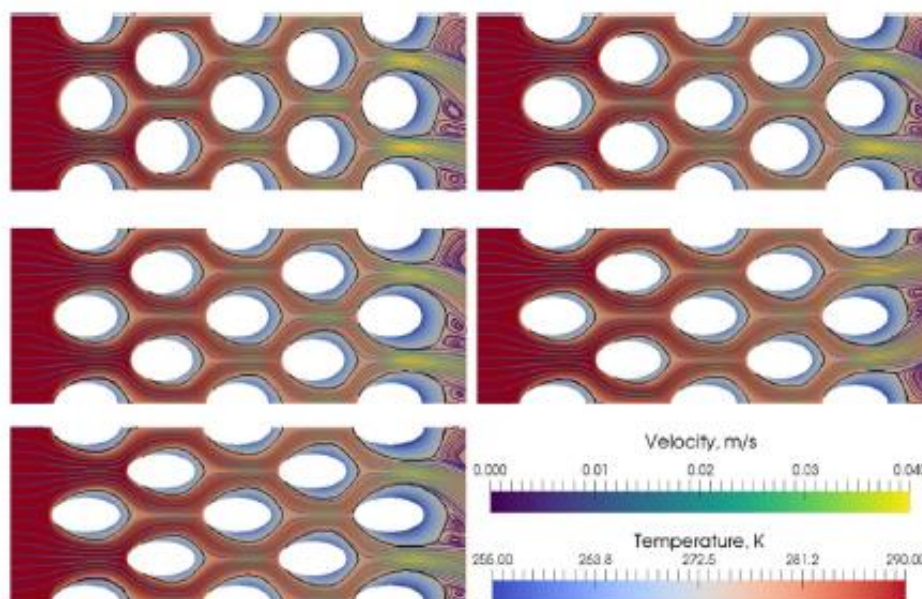
Rysunek 27 Korelacja współczynnika wymiany ciepła przy wrzeniu LNG [A3]

Analizowano podobną geometrię jak w pracy [A2] z rurkami okrągłymi i eliptycznymi o zdefiniowanym współczynniku kształtu od 1 (okrągłe) do 2, co jest przedstawione na Rysunku 28.

1.00	1.25	1.50	1.75	2.00
				
a: 3.000 mm b: 3.000 mm	a: 3.323 mm b: 2.658 mm	a: 3.564 mm b: 2.376 mm	a: 3.748 mm b: 2.142 mm	a: 3.892 mm b: 1.946 mm

Rysunek 28 Analizowane kształty rurek[A3]

Przeprowadzono szereg symulacji numerycznych w zakresie liczby Reynoldsa od 10 do 150 dla geometrii przedstawionych na Rysunku 28. Przykładowe graficzne wyniki są przedstawione na Rysunku 29.

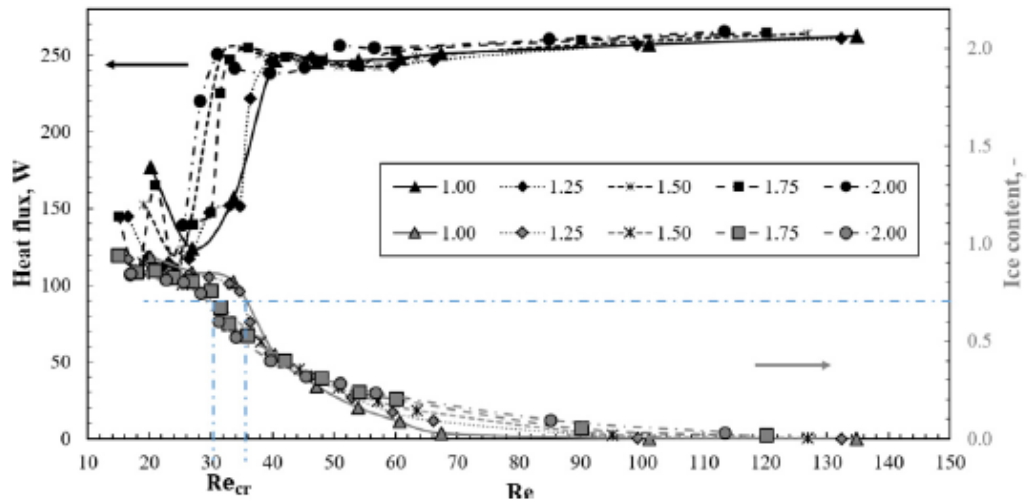


Rysunek 29 Przykładowe graficzne wyniki modelowania numerycznego [A3]

Na podstawie zebranych wyników określono szereg parametrów umożliwiających ocenę efektywności procesu:

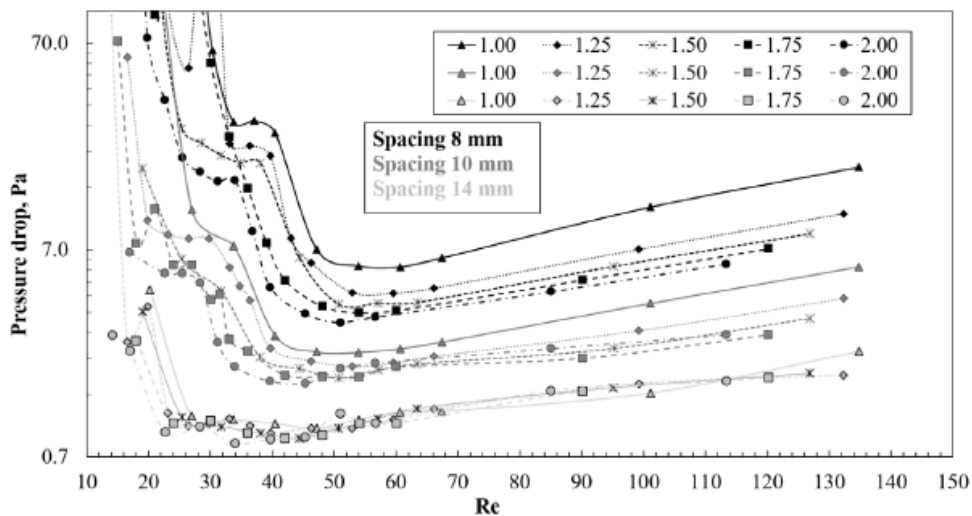
- Zawartość lodu
- wymieniony strumień ciepła,
- spadek ciśnienia na pęczku rur po stronie wody,
- wymaganą moc pompy proporcjonalną do spadku ciśnienia po stronie wody i strumienia przepływu,
- stosunek strumienia ciepła do mocy pompy.

Na Rysunkach 30– 33 przedstawiono przykładowe wyniki prezentujące wpływ geometrii rurki i geometrii pęczka rur, liczby Reynoldsa na ww. parametry.



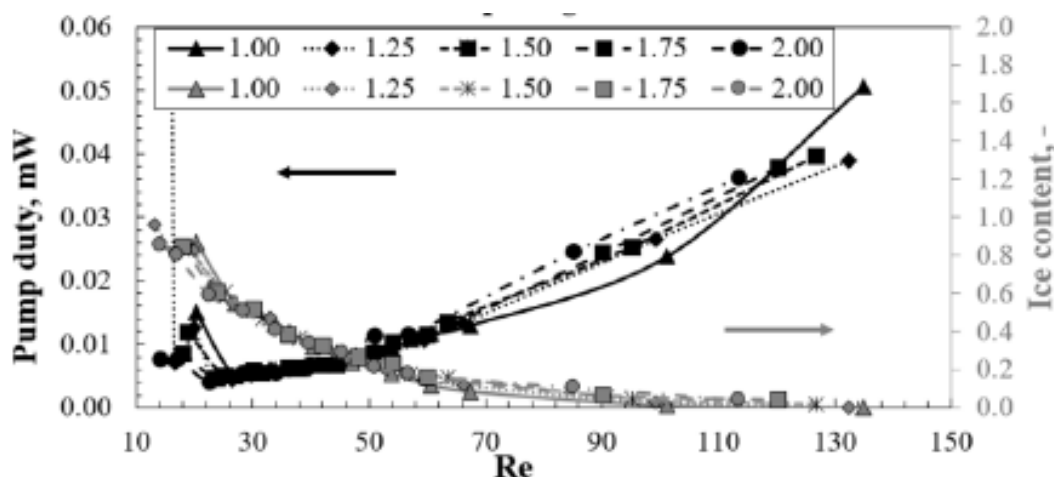
Rysunek 30 Strumień ciepła w zależności od liczby Reynoldsa dla rozstawu rurek 10mm [A3]

Podobnie jak w pracy [A2] wyznaczono krytyczne liczby Reynoldsa, przy których, niezależnie od kształtu rurki, występuje spadek wymianianego strumienia ciepła (Rysunek 30). Wyniki w zakresie spadku ciśnienia na pęczku rur po stronie wody wykazały na interesującą zależność z liczbą Reynoldsa. Dla każdego kształtu i rozstawu rurek, przy pewnej liczbie Reynoldsa, występuje minimalny spadek ciśnienia (Rysunek 31). Dla mniejszych wartości liczby Reynoldsa spadek ciśnienia wzrasta ze względu na nadmierną ilość lodu, dla wartości większych – ze względu na sam przepływ.



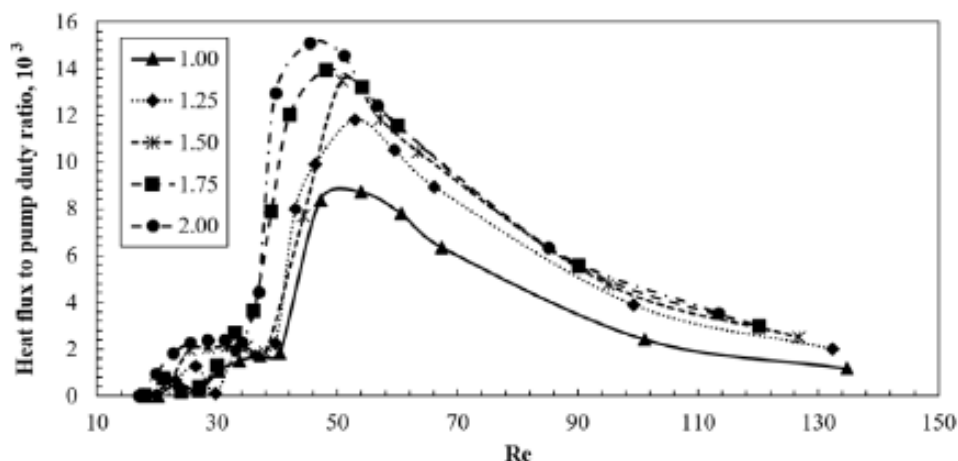
Rysunek 31 Spadek ciśnienia na pęczku rur po stronie wody w zależności od liczby Reynoldsa [A3]

Istnienie optymalnego spadku ciśnienia oznacza, że istnieje również optymalna (minimalna) moc potrzebna do zapewnienia przepływu. Na Rysunku 32 widać, że minimalna wymagana moc pompy występuje przy stosunkowo wysokim oblodzeniu rurek, wynoszącym około 0.6 i wartości liczby Reynoldsa w zakresie 22-26.



Rysunek 32 Wymagana moc pompy w zależności od liczby Reynoldsa dla rozstawu rurek 14mm [A3]

W ramach badań zaproponowałem i zdefiniowałem współczynnik określający stosunek strumienia ciepła do mocy pompy (czyli stosunek odniesionych korzyści do poniesionych kosztów). Dzięki temu możliwe było wyznaczenie optymalnej liczby Re (wynoszącej, niezależnie od kształtu rurki około 50) oraz pokazanie zalet stosowania rurek spłaszczonych. (Rysunek 33). Wartość optymalna stosunku jest tym wyższa im bardziej spłaszczona jest rurka.



Rysunek 33 Stosunek strumienia ciepła do mocy pompy w zależności od liczby Reynoldsa dla rozstawu rurek 8mm [A3]

Podsumowując, w publikacji [A3] przedstawiłem analizę zamrażania wody podczas pracy wymiennika ciepła LNG-ciecz grzewcza. Opracowany model został wykorzystany do badania wielu parametrów, w tym: pięciu różnych kształtów rurek LNG, trzech różnych odstępów między rurkami oraz szerokiego zakresu strumieni masy czynnika grzewczego. Wpływ odstępów między rurkami, współczynnika kształtu rur i liczby Reynoldsa ma istotny wpływ na tworzenie się lodu, strumień ciepła, spadek ciśnienia i pracę pompy podczas procesu regazyfikacji LNG. W szczególności z przeprowadzonej analizy wyciągnięto następujące wnioski:

- Strumień ciepła wymieniany między LNG a cieczą grzewczą pozostaje mało wrażliwy na liczbę Reynoldsa i strumień masy wody, co może wskazywać, że dominującym mechanizmem wymiany ciepła jest wymiana ciepła przez wrzenie warstwowe.

- Spłaszczenie rurki nieznacznie sprzyja tworzeniu się lodu. Efekt ten można jednak złagodzić, zwiększając odstęp między rurami.
- Spadek ciśnienia zależy od rozstawu i kształtu rurek. Spadek ciśnienia maleje wraz ze wzrostem odległości między rurkami. Co ważniejsze, spadek ciśnienia maleje wraz ze wzrostem współczynnika kształtu, a jego wartość jest najniższa dla rur o najbardziej spłaszczonym kształcie. Co więcej, spadek ciśnienia można również zminimalizować w zależności od przepływu masowego wody. Dla niskich przepływów masowych (poniżej krytycznej liczby Re) spadek ciśnienia jest wysoki z powodu znacznego oblodzenia. Zwiększenie przepływu masowego początkowo prowadzi do zmniejszenia spadku ciśnienia ze względu na zanikanie lodu, ale następnie spadek ten ponownie wzrasta ze względu na większe prędkości.
- Spłaszczenie rur może zapewnić mniejszy spadek ciśnienia w porównaniu z rurami okrągłymi. Ponadto może to również prowadzić do zmniejszenia zużycia pompy i zwiększenia niezawodności systemu dzięki poszerzeniu optymalnego zakresu masowego przepływu wody.
- Spłaszczenie rurek może zapewnić wyższy strumień ciepła przy danym obciążeniu pompy. Zwiększony rozstaw rurek również zwiększa ten efekt.
- Obecne badania wykazały, że krytyczna liczba Reynoldsa (poniżej której wymiennik ciepła jest blokowany przez lód) jest niewrażliwa na różne kształty rurek, ale maleje wraz ze zwiększeniem odstepu między nimi.
- Obecne badania umożliwiły określenie optymalnych liczb Reynoldsa, dla których uzyskiwano najmniejsze spadki ciśnienia.

Przeprowadziłem szereg analiz teoretycznych i numerycznych procesy regazyfikacji, które w istotny sposób uzupełniły dostępną literaturę tematu. Poniżej prezentuje zestawienie kluczowych, moim zdaniem, wniosków dotyczących zagadnienia regazyfikacji LNG z użyciem cieczy grzewczej:

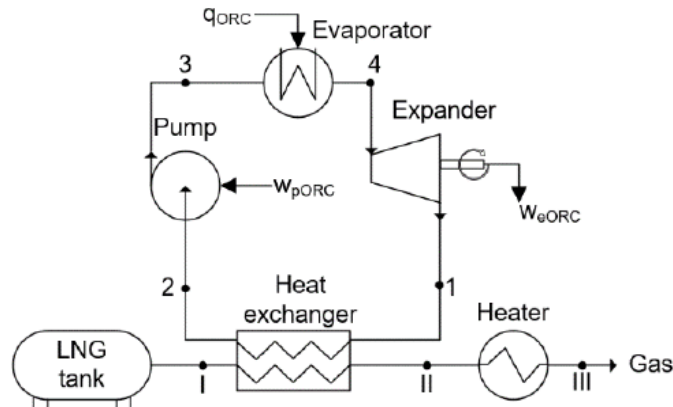
- W celu uniknięcia zamarzania cieczy grzewczej nie należy dążyć do intensyfikacji wymiany ciepła po stronie wrzącego LNG. Proces regazyfikacji może przebiegać bez tworzenia się warstwy lodu nawet w przypadku niskich temperatur czynnika grzewczego, rzędu 280 K, o ile wymiana ciepła wrzenia LNG jest utrzymywana na niskim poziomie, a HTC czynnika grzewczego jest wystarczająco wysoka. Powoduje to że większość dostępnej różnicy temperatur jest wykorzystywana po stronie LNG podczas gdy po stronie cieczy grzewczej temperatura jest odpowiednio wysoka
- Temperatura wrzenia LNG (HTC) jest kluczowym czynnikiem w tworzeniu warstwy lodu i powinna być poddana szczegółowej analizie eksperymentalnej. Ponadto należy również dogłębnie przeanalizować wpływ niskiego HTC wrzenia, chropowatości powierzchni i innych ewentualnie ważnych czynników.
- Ze względu na duże różnice temperatur, LNG wrze w reżimie wrzenia warstwowego, który charakteryzuje się obniżonym HTC w porównaniu z reżimem wrzenia jądrowego. W przypadku regazyfikacji LNG jest to paradoksalnie korzystne - w rozpatrywanym przypadku ograniczony HTC wrzenia LNG jest niezbędny, aby zapobiec tworzeniu się lodu.

- Właściwa konstrukcja wymiennika ciepła do regazyfikacji LNG może pomóc w zabezpieczeniu się przed ryzykiem zamarznięcia i zatkania. Współczynnik wymiany ciepła czynnika grzewczego powinien być utrzymywany na odpowiednio wysokim poziomie w całym wymienniku ciepła. Powinno to być jednym z głównych kryteriów doboru wymiennika ciepła w regazyfikacji LNG.
- Spłaszczenie rurki nieznacznie sprzyja tworzeniu się lodu co jest zjawiskiem niekorzystnym. Efekt ten można jednak złagodzić, zwiększając odstęp między rurami. Z drugiej strony spłaszczenie rurki pozwala ograniczyć spadek ciśnienia na pęczku rur po stronie wody i poprawić stosunek strumienia ciepła do mocy pompy. Ponadto, poszerza się optymalny zakres masowego przepływu wody, co zwiększa elastyczność pracy.
- Obecne badania wykazały, że krytyczna liczba Reynoldsa (poniżej której wymiennik ciepła jest blokowany przez lód) jest niewrażliwa na różne kształty rurek, ale maleje wraz ze zwiększeniem odstępów między nimi.

Chciałbym podkreślić, że prezentowane powyżej prace zaowocowały podjęciem współpracy w zakresie analizy pracy instalacji regazyfikacji LNG z firmą Hyundai Heavy Industries. Współpraca dotyczyła analizy zamarzania wymienników do regazyfikacji LNG w tureckim terminalu projektowanym przez koncern. Prace były realizowane w roku 2021 w ramach zlecenia pt. “Thermodynamic analysis and identification of freezing issues in the delivered design of FSRU”. Dalszą współpracę oceniam jako perspektywiczną.

4.3.4 Odzysk egzergii podczas regazyfikacji LNG

Przed dostarczeniem do odbiorcy LNG musi zostać doprowadzone, poprzez dostarczenie ciepła, do formy gazowej. Proces ten wymaga pewnej ilości energii. Z termodynamicznego punktu widzenia LNG (które jest w nierównowadze termodynamicznej z otoczeniem) może wykonać pracę, która jest nazywana egzergią. Egzergia to maksymalna ilość użytecznej pracy, jaką może wykonać system, gdy jest doprowadzony do równowagi termodynamicznej ze swoim otoczeniem w wyniku procesów odwracalnych. Egzergia LNG jest związana z jego niską temperaturą i wyższym ciśnieniem. Można ją obliczyć przyjmując, że egzergia jest równa minimalnej pracy potrzebnej do skroplenia gazu ziemnego z temperatury otoczenia. Egzergia fizyczna egzergii LNG zależy od temperatury, ciśnienia i składu chemicznego. W przypadku LNG o składzie metanu 95,4% przy ciśnieniu normalnym, egzergia fizyczna wynosi 1040 kJ/kg.



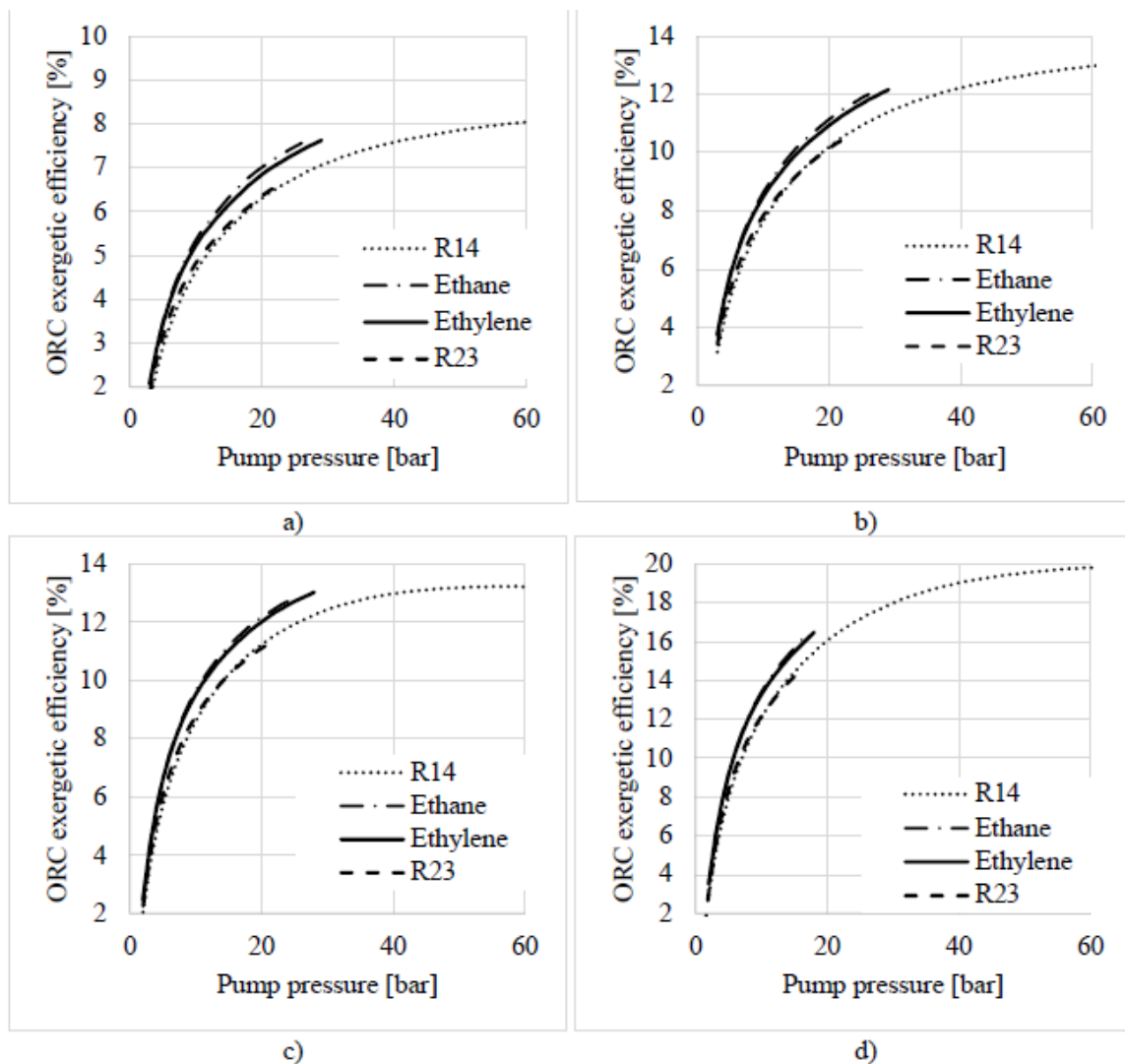
Rysunek 4 Schemat analizowanego systemu odzysku energii LNG [A6]

Istnieje wiele sposobów odzyskiwania energii zimnej LNG. Energia LNG może być wykorzystywana w procesach chłodniczych, produkcji energii elektrycznej, skraplania powietrza, skraplania gazu odparowującego, magazynowania zimnej energii (ang. magazynowania energii (magazynowanie energii w ciekłym powietrzu lub materiały zmiennofazowe), odsalanie wody morskiej, kriogeniczne wychwytywanie CO₂ lub produkcja wodoru [A6].

W publikacji [A6] analizowałem obieg Rankine'a, przedstawiony na Rysunku 34, w którym regazyfikowane LNG stanowiło dolne źródło ciepła, a otoczenie górne źródło ciepła. Celem pracy było określenie osiągalnych sprawności odzysku energii dla różnych zastosowań: mobilnych, kolejowych oraz morskich oraz dobranie medium roboczego obiegu. Obliczenia uwzględniały efekt skali poprzez uzależnienie sprawności pompy oraz rozprężarki od mocy urządzenia.

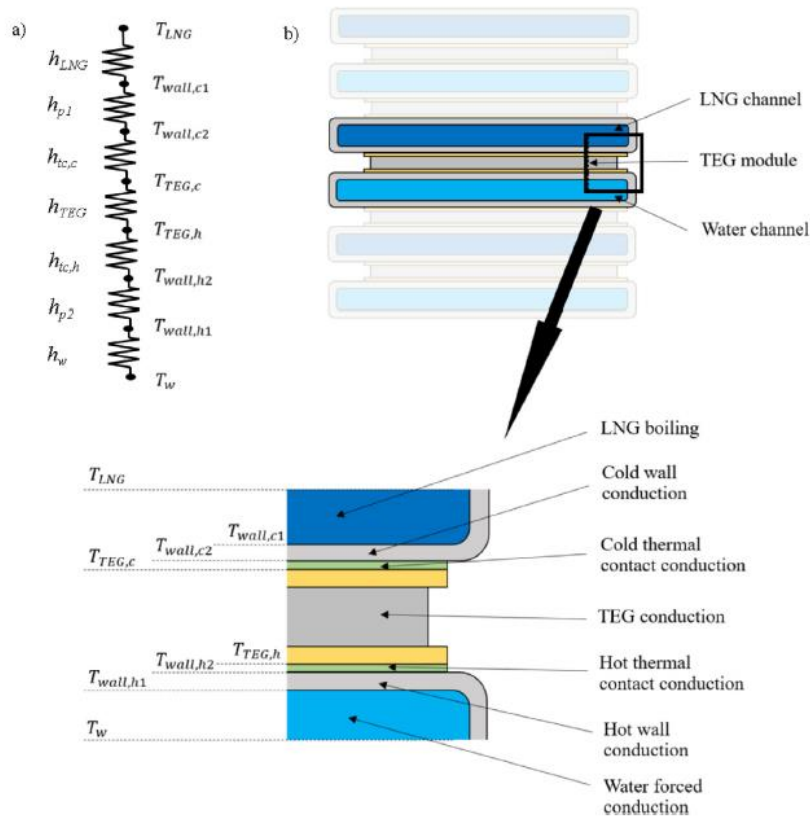
Przeprowadzone symulacje wykazały, że możliwe do osiągnięcia sprawności energetyczne systemów odzysku energii LNG opartych na cyklach ORC wynoszą: 7, 12, 13 i 16% odpowiednio dla pojazdów drogowych, lokomotyw, małych i dużych statków morskich (Rysunek 35). Wynika z tego, że odzysk energii LNG za pomocą układu ORC może być stosowany tylko z silnikami o dużym zapotrzebowaniu na gaz ziemny (np. duże statki morskie). W innych przypadkach zastosowanie takiego systemu może być nieuzasadnione ze względu na niską sprawność w stosunku do złożoności systemu. W przypadku małych jednostek mobilnych rekomenduje się stosowanie innych systemów odzysku energii.

Z tego względu wydaje się, że obiecującą dla zastosowań mobilnych może być bezpośrednia konwersja energii na energię elektryczną przy użyciu ogniw termoelektrycznych TEG (ang. Thermoelectric Generator). Ogniwa TEG charakteryzują się prostą konstrukcją, nie posiadają części ruchomych, mogą działać bezobsługowo i są łatwo skalowalne. Taki system odzysku energii może stanowić dodatkowe źródło energii dla statków morskich zasilanych LNG lub



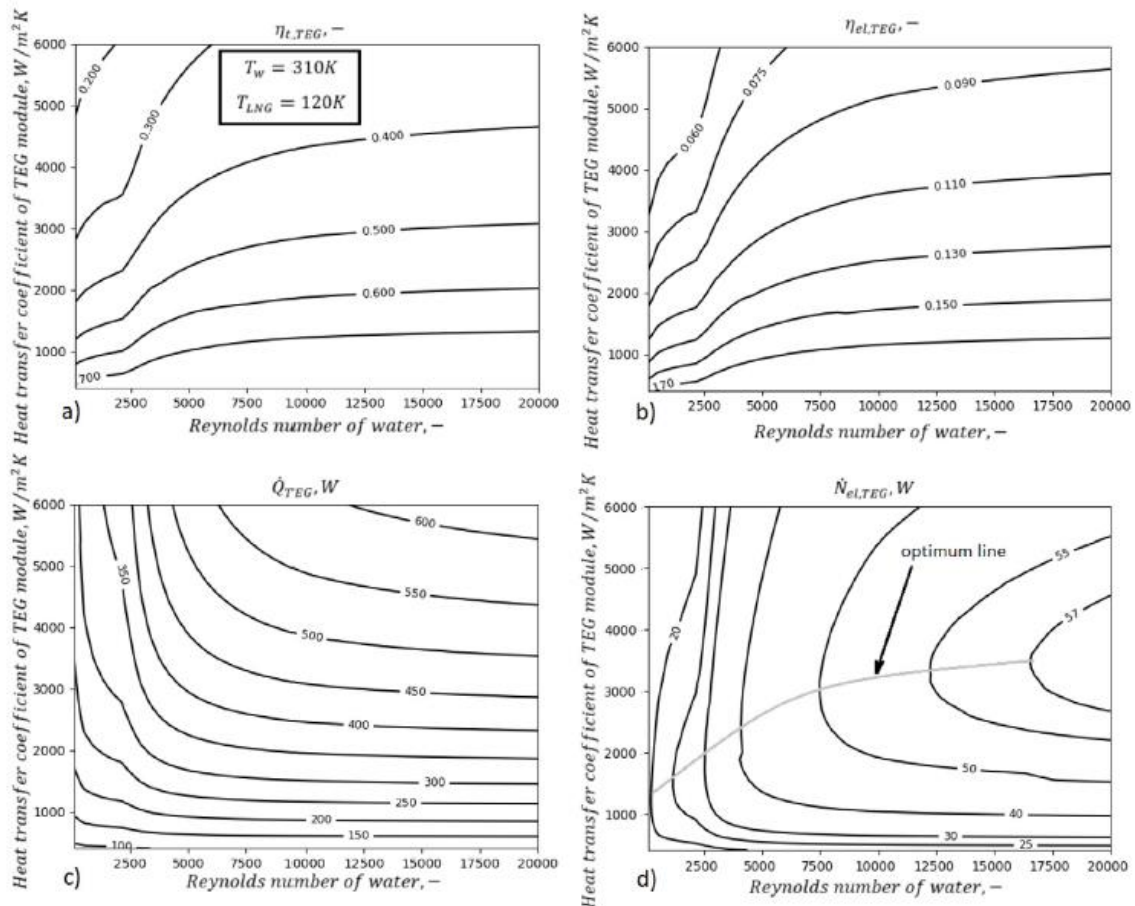
Rysunek 5 Sprawności egzergetyczna systemów odzysku egzergii w zależności od iwlekości systemu paliwowego LNG: a) dla pojazdów drogowych, b) dla transportu kolejowego, c) dla małych statków morskich, d) dla dużych statków morskich [A6]

innych pojazdów i jednostek pływających zasilanych. Strumień egzergii dla zużycia LNG 1 tonę na godzinę wynosi 288,9 kW. System odzysku egzergii LNG może zmniejszyć ślad węglowy i zwiększyć całkowitą sprawność netto konwersji paliwa, ponieważ zwiększa wytwarzanie energii elektrycznej (pozwala odzyskać część energii wymaganej do skroplenia gazu ziemnego)



Rysunek 6 Schemat analizowanego systemu odzyski energii za pomocą TEG z zaznaczonymi oporami cieplnymi [A9].

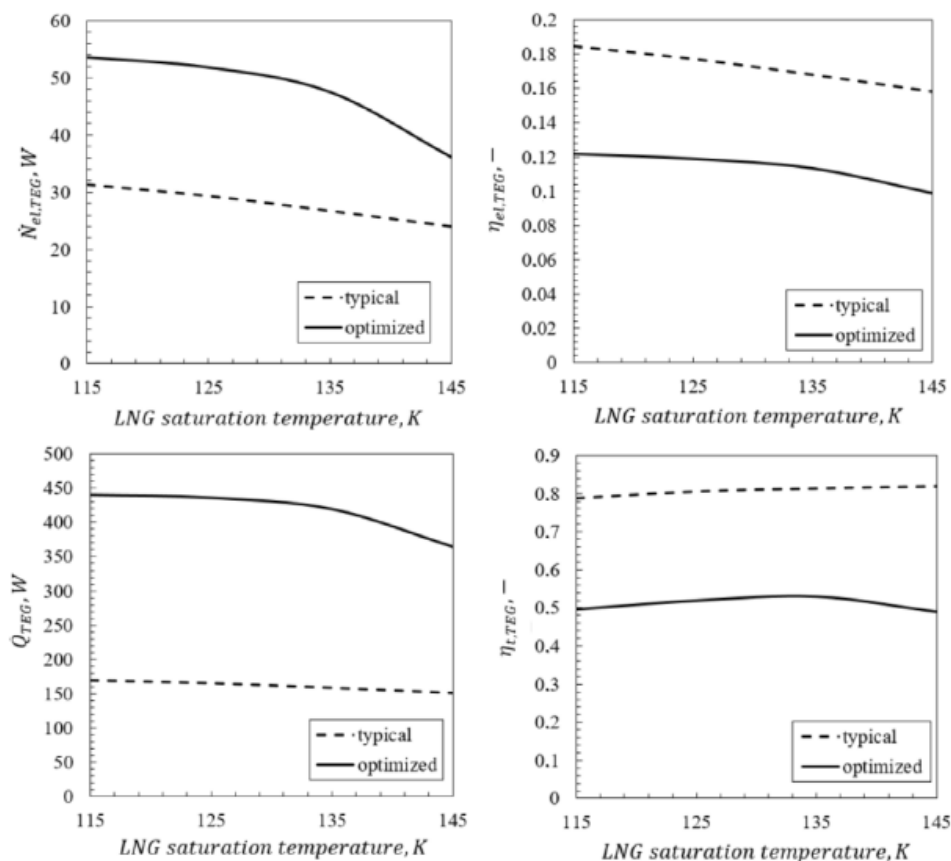
W publikacji [A9] przedstawiłem analizę wydajności systemu odzyski energii LNG z wykorzystaniem TEG, którego schemat jest przedstawiony na Rysunku 36. Artykuł miał na celu ocenę potencjału systemu odzyski energii z LNG w oparciu o układy TEG. W przypadku systemów odzyski energii z TEG, kluczowe znaczenie ma różnica temperatur na ogniwie TEG, a zatem efektywność odzyski energii jest ściśle związana z wymianą ciepła w całym układzie. Dlatego przeprowadzone studium dotyczyło głównie zagadnień wymiany ciepła w całym systemie odzyski energii LNG. W pracy wzięto pod uwagę nie tylko właściwości elektryczne i cieplne samego TEG, ale także inne procesy wymiany ciepła: kontakty cieplne, wrzenie LNG oraz przewodzenie przez przegrody. Ponadto, w pracy zastosowano koncepcję efektywnego przewodnictwa cieplnego. W pracy zwrócono uwagę na ograniczenia TEG w odzyski energii LNG (oraz innych procesów odzyskiwania energii wymagających zmiany fazy), co dało wgląd w osiągalne wydajności i wyzwania związane np. ze zjawiskiem wrzenia. Przeanalizowano efektywność komercyjnie dostępnych ogniw TEG w zastosowaniach do odzyski energii LNG analizując wpływ poszczególnych parametrów procesu: temperatury górnego i dolnego źródła ciepła, przepływ i reżim przepływu wody (górnego źródła ciepła) co jest przedstawione na Rysunku 37.



Rysunek 7 Przykładowe wyniki modelowania dla wybranych zmiennych: a) Sprawność temperaturowa TEG, b) Sprawność elektryczna TEG, c) Strumień ciepła przepływający przez TEG, d) Moc elektryczna TEG [A9].

Ponadto zoptymalizowano geometrię pod kątem zastosowania TEG do odzysku energii LNG. Przeprowadzona optymalizacja pozwoliła znacząco poprawić moc elektryczną uzyskiwaną przez TEG. Porównanie parametrów pracy typowej geometrii TEG i zoptymalizowanej pod kątem odzysku energii z LNG jest przedstawione na Rysunku 38. Na podstawie przeprowadzonej optymalizacji wskazano również rekomendowany zakres konfiguracji (tj. długość termoelementu oraz stopień wypełnienia) geometrii TEG do odzysku energii z LNG.

W artykule przedstawiono teoretyczne studium zastosowania modułów generatorów TEG do odzysku energii z regazyfikacji LNG. Opracowano model obejmujący modelowanie wrzenia LNG i przewodnictwa cieplnego modułu TEG. Aby zapewnić wiarygodność i niezawodność modelu, wszystkie zastosowane właściwości materiałów odpowiadają badanemu zakresowi temperatur. Ponadto przeanalizowano optymalne przewodnictwo cieplne modułu TEG (które zależy od jego geometrii) w określonych warunkach temperaturowych procesu regazyfikacji



Rysunek 38 Porównanie parametrów pracy typowej geometrii TEG i zoptymalizowanej pod kątem odzysku energii z LNG: a) Sprawność temperaturowa TEG, b) Sprawność elektryczna TEG, c) Strumień ciepła przepływający przez TEG, d) Moc elektryczna TEG [A9].

LNG. Na podstawie powyższych badań stwierdzono, że:

- Przewodzenie ciepła przez moduł TEG jest dominującym mechanizmem wymiany ciepła w przypadku typowej geometrii TEG. Z jednej strony umożliwia to zwiększenie różnicy temperatur w całym TEG, ale z drugiej strony ogranicza strumień ciepła.
- Zarówno różnica temperatur, jak i parametry strumienia ciepła w TEG wpływają na wielkość wytwarzanej energii elektrycznej. Z tego powodu przewodnictwo cieplne TEG (geometria półprzewodników) musi być zoptymalizowane dla określonych warunków.
- Efektywność temperaturowa modułu TEG jest niewrażliwa na temperaturę źródła ciepła (temperatura wody na wlocie); jednakże efektywność jest bardzo wrażliwa na liczbę Reynoldsa wody aż do $Re_w = 10k$. Małe Re_w skutkuje małą efektywnością wymiany ciepła i wtedy ten mechanizm odgrywa ważną (dominującą) rolę w całkowitej wymianie ciepła wraz z przewodzeniem przez moduł TEG. Przekroczenie $Re_w = 10k$ zapewnia wystarczającą intensywność wymiany ciepła po stronie wody. Ponadto, $Re_w > 30k$ spowoduje nadmierne obciążenie pomp, które staje się znaczące w porównaniu z mocą generowaną przez moduł TEG $\dot{N}_{el,TEG}$ i dlatego zalecany zakres Re_w wynosi od 10k do 30k.
- Optymalne przewodnictwo cieplne przez moduł TEG h_{TEG} dla $Re_w > 10k$ jest niezależne od temperatury radiatora i źródła ciepła. Dla konkretnych warunków zastosowanych w tym badaniu wynosi ona około $3000 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$. Odpowiada to odpowiednim ograniczeniom

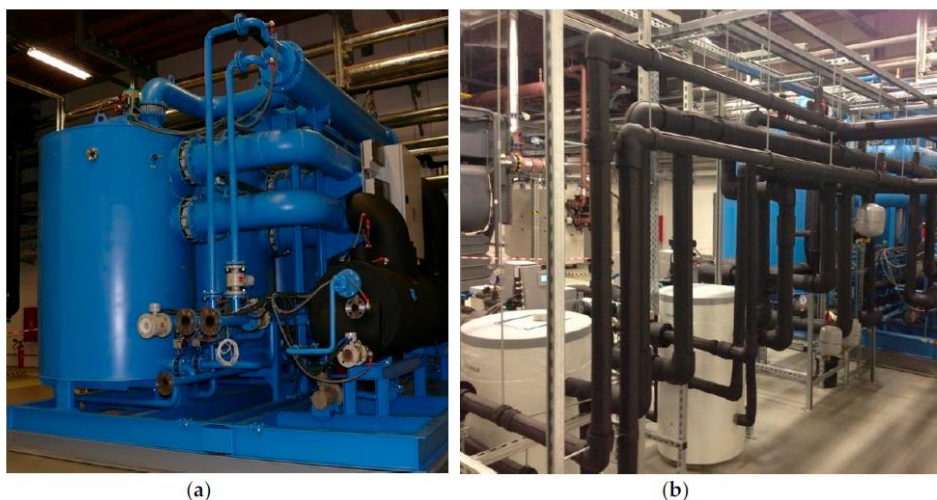
geometrii w zależności od średniej temperatury modułu TEG. Przy założonym współczynniku wypełnienia od 0,4 do 0,6 analogiczna długość modułu TEG wynosi od 0,4 mm do 0,7 mm. Oznacza to, że geometria modułu TEG może zostać zoptymalizowana w celu uzyskania lepszych parametrów pracy w danych warunkach regazyfikacji LNG.

- Optymalizacja geometrii TEG do pracy w temperaturze pomiędzy temperaturą otoczenia a temperaturą LNG może zwiększyć wytwarzanie energii elektrycznej nawet o 50% w porównaniu z typową geometrią TEG. Osiąga się to poprzez zwiększenie strumienia ciepła przez moduł TEG, a nie zwiększenie różnicy temperatur.
- Komercyjne TEG są zwykle projektowane do pracy w temperaturze powyżej 273 K, dlatego ich geometria jest zoptymalizowana do pracy w tych temperaturach. Zoptymalizowane ograniczenia geometryczne TEG przedstawione w niniejszej pracy są przeznaczone do celów regazyfikacji LNG. Optymalizacja ta pokazuje, że liczba materiałów termoelektrycznych użytych do budowy modułu TEG może być mniejsza. Powoduje to obniżenie kosztów TEG i zmniejszenie wymiarów całego układu.

5. Pozostała działalność naukowa

5.1 Chłodnictwo adsorpcyjne

Poza przedstawionymi w osiągnięciu habilitacyjnym zagadnieniami naukowymi zajmowałem się również tematyką chłodnictwa adsorpcyjnego. Jest to tematyka, którą zajmowałem się na w trakcie doktoratu. Prace dotyczyły z jednej strony niskociśnieniowych chłodziarek adsorpcyjnych (Adsorption cooling), a z drugiej strony adsorpcyjnego osuszania powietrza (Desiccant cooling). Efektem tych prac są dwie publikacje [B1] i [B2].

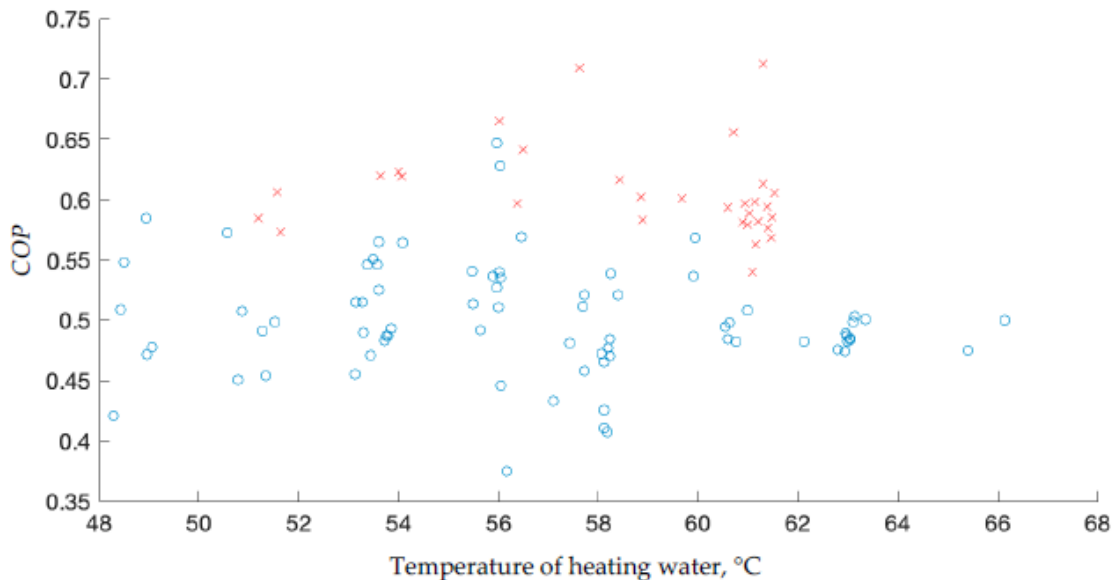


Rysunek 8 Zdjęcia prototypowej trójzłozowej dwuparownikowej chłodziarki adsorpcyjnej [B2].

W publikacji [B2] przedstawiono wyniki modyfikacji, mających na celu zwiększenie COP, zastosowanych w oprogramowaniu sterującym prototypowej trójzłozowej dwuparownikowej chłodziarki adsorpcyjnej, która jest przedstawiona na Rysunku 39. Zmiany dotyczyły głównie sekwencji przełączania zaworów i nie miały wpływu na osprzęt urządzenia. Zmiany sekwencji umożliwiły wprowadzenie odzysku ciepła i regeneracji masy. Ponadto usprawniono proces wstępnego chłodzenia złóż. Zastosowane modyfikacje nie tylko spowodowały znaczną

poprawę współczynnika COP agregatu chłodniczego, ale również zwiększyły stabilność źródła ciepła, co ma duże znaczenie w przypadku zasilania z sieci ciepłowniczej. Wprowadzone modyfikacje doprowadziły do poprawy pracy urządzenia w następujących aspektach:

- Uśrednione 1,5-letnie COP zostało poprawione o 7,5% (Rysunek 40);
- Szczytowe COP poprawiło się o 11%, osiągając wartość 0,71 (Rysunek 40);
- Amplituda temperatury ciepłej wody podczas przełączania zaworów została zmniejszona o 10-20 K, co poprawiło stabilność temperatury wody grzewczej i chłodzącej. Ma to duże znaczenie w przypadku zasilania z sieci ciepłowniczej;
- Wykazano, że regeneracja masy przy użyciu wysokociśnieniowego parownika jest możliwa w przypadku trójłożkowego agregatu chłodniczego z dwoma parownikami. Czas regeneracji jest ograniczony pojemnością cieplną parownika, ale wystarczy do obniżenia ciśnienia pary w dopiero co zregenerowanym złożu;
- Czas schładzania wstępnego został skrócony o 3-10 sekund, co poprawiło stabilność wody lodowej;
- Poprawiły się parametry eksploatacyjne, takie jak hałas, drgania

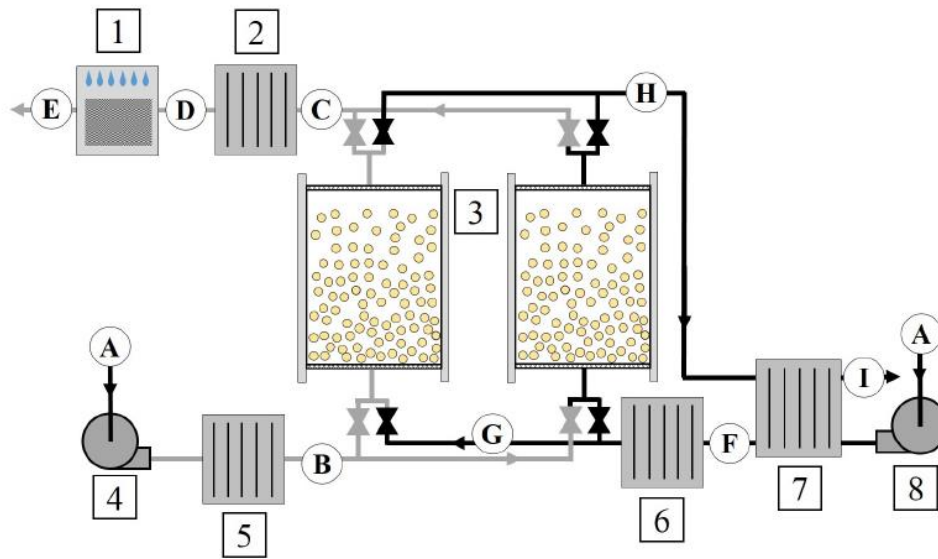


Rysunek 40 Podsumowanie wyników badań w zakresie COP chłodziarki adsorpcyjnej [B2].

Przeprowadzone prace udowodniły, że zmiany w systemie sterowania znacząco poprawiają wydajność systemu, zwłaszcza pod względem współczynnika COP. Zastosowane zmiany skutkują szeregiem ulepszeń wydajnościowych i operacyjnych. Zdaniem autorów, przedstawione modyfikacje można wprowadzić do większości adsorpcyjnych agregatów chłodniczych i mogą potencjalnie prowadzić do podobnej poprawy wydajności. Eksploatowany agregat osiągnął niespotykaną wartość współczynnika COP i dlatego przedstawiona konfiguracja agregatu powinna być uznana za wiodące rozwiązanie rynkowe.

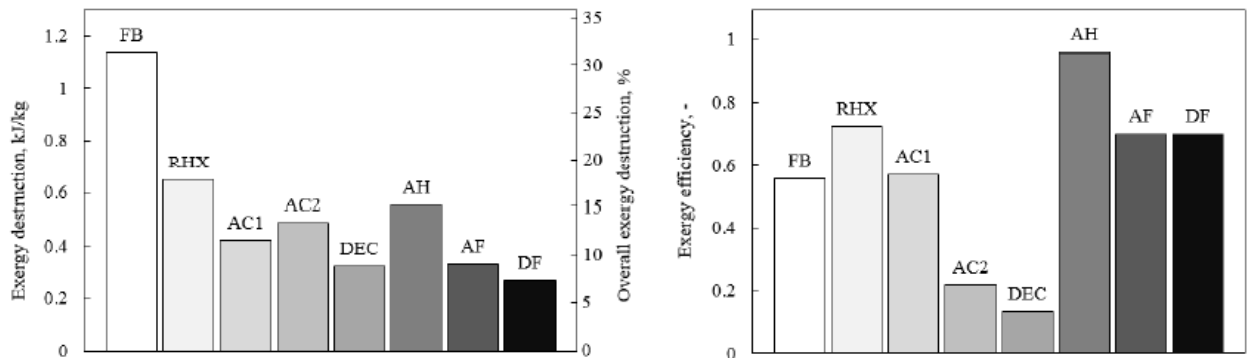
W publikacji [B1] przedstawiona jest analiza egzergetyczna fluidalnej chłodziarki adsorpcyjnej FDC (ang. Fluidized Desiccant Cooler). W niniejszym artykule analiza egzergetyczna została zastosowana w celu zidentyfikowania tych komponentów i procesów w systemie FDC, które

są głównie odpowiedzialne za destrukcję egzergii. Ponadto określono sprawność egzergetyczną prostej fluidalnej chłodziarki adsorpcyjnej, która jest przedstawiona na Rysunku 41 .



Rysunek 9 Schemat modelowanej fluidalnej chłodziarki adsorpcyjnej FDC [B1]

Przeprowadzone analizy wykazały, jakie są główne źródła strat egzergii w systemach FDC podczas adsorpcji i desorpcji (Rysunek 42).



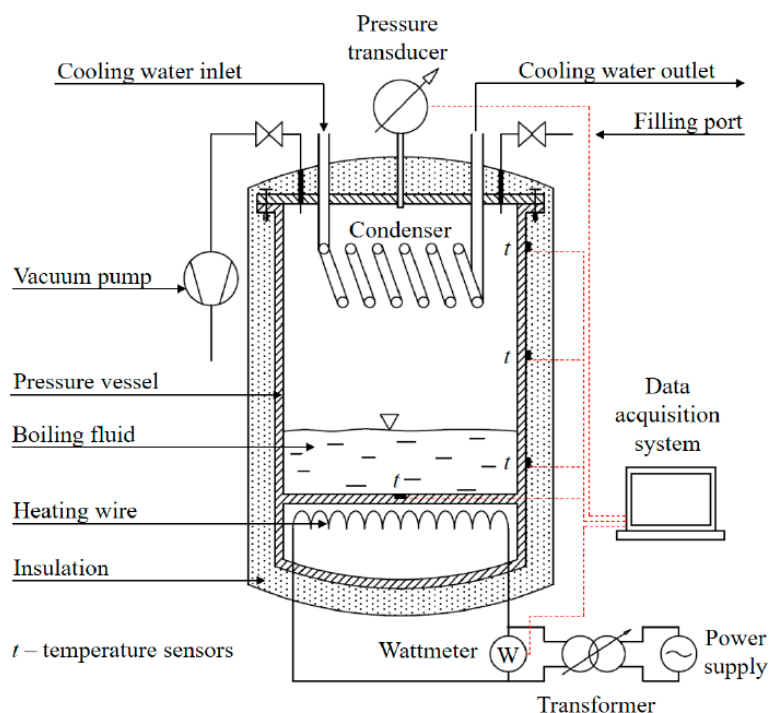
Rysunek 10 Sprawność egzergetyczna i odzysk egzergii poszczególnych elementów systemu [B1]

Ponadto, bezpośrednia chłdnica wyparna i chłdnica powietrzna umieszczone za desorbującym złożem fluidalnym charakteryzowały się najniższą sprawnością egzergetyczną. Praca ta przyczynia się do lepszego zrozumienia zasad działania FDC i poprawy wydajności technologii FDC. Ponadto zoptymalizowałem destrukcję egzergii regeneracyjnego wymiennika ciepła, która prowadziła również do zmniejszenia strat egzergii w nagrzewnicy powietrza. Dla analizowanego przypadku optymalna wartość NTU_{RHX} wyniosła około 20.

5.2 Badania eksperymentalne wody po obróbce zimną plazmą

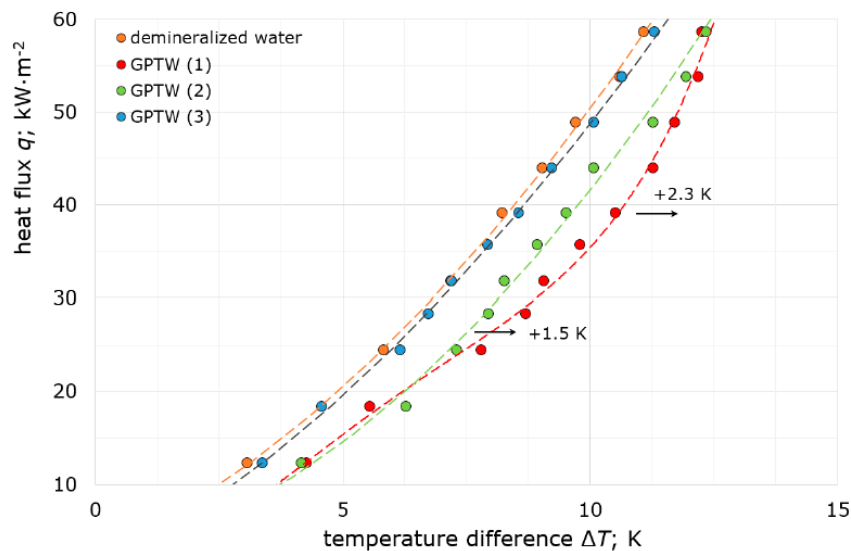
W 2019 roku podjąłem również okazjonalną współpracę z firmą Nanolaboratory Nantes z Bolesławca. Przeprowadziłem analizę wpływu obróbki zimną plazmą wody zdeminielizowanej pod kątem wymiany ciepła. Przeprowadzone badania zostały opublikowane [B3]. Badania przeprowadzono na dedykowanym stanowisku badawczym, przedstawionym na Rysunku 43, przy ciśnieniu atmosferycznym i obniżonym, a ich celem było

określenie potencjału GPTW (ang. Glow Plasma Treated Water) w procesach technologicznych poprzez wyznaczenie wartości współczynnika wrzenia i porównanie go z wodą demineralizowaną.



Rysunek 11 Schemat stanowiska pomiarowego do wrzenia GPTW[B3]

Badania przy ciśnieniu atmosferycznym wykazały, że proces obróbki plazmowej nie wpływa znacząco na wrzenie wody w objętości, a wartości współczynnika przejmowania ciepła zarówno dla próbek GPTW, jak i wody demineralizowanej są niemal identyczne. Znaczące odchylenia zaobserwowano podczas badań przy obniżonym ciśnieniu, co jest przedstawione na Rysunku 44. Próbkę wody po obróbce zimną plazmą wykazują pogorszenie współczynnika wymiany ciepła przy wrzeniu, osiągając wartość do $1,0 \text{ kW/m}^2$, co stanowi spadek o ponad 20% w stosunku do wody zdemineralizowanej. Jest to prawdopodobnie związane ze zmianą struktury wody z klastrów na pojedyncze cząstki podczas obróbki zimną plazmą, co spowodowało zmniejszenie ilości miejsc nukleacji związanych z fluktuacjami gęstości płynu. Przyczyną pogorszenia się warunków wymiany ciepła może być również wzrost napięcia powierzchniowego cieczy. Ponadto, badania wykazują, że GPTW nie jest stabilna i w pełni powraca do stanu początkowego po około dwóch tygodniach. Dlatego jego stosowanie w procesach technologicznych, zwłaszcza procesach przemiany fazowej, nie jest uzasadnione.



Rysunek 44 Krzywa wrzenia GPTW przy ciśnieniu 7,5kPa[B3]

6. Informacja o osiągnięciach dydaktycznych, organizacyjnych oraz popularyzujących naukę lub sztukę.

6.1 Osiągnięcia dydaktyczne

Przed uzyskaniem stopnia doktora moją działalność dydaktyczną była związana z Katedrą Termodynamiki, Teorii Maszyn i Urządzeń Ciepłych. Po uzyskaniu stopnia doktora była związana z Katedrą Inżynierii Kriogenicznej, Lotniczej i Procesowej a następnie z Katedrą Kriogeniki i Inżynierii Lotniczej. W czasie studiów doktoranckich prowadziłem zajęcia, na Wydziale Mechaniczno-Energetycznym, z kursów: Termodynamika (L), Podstawy termodynamiki (C), Teoria maszyn ciepłych (C), Wymiana ciepła i wymienniki (C), Przenoszenie ciepła (C), Maszyny wyporowe (C, P). Po ukończeniu studiów doktoranckich i uzyskaniu stopnia doktora prowadziłem zajęcia z kursów: Numerical techniques related to heat transfer (L), Podstawy elektrotechniki i elektroniki (C, L), Podstawy automatyki (L), Cryogenic Systems (W), Gas and Cryogenic Technologies (W), Cryogenics (L) oraz Gazownictwo (C, W). Opracowałem materiał do kursów Numerical techniques related to heat transfer, Gazownictwo (W) oraz Podstawy elektrotechniki i elektroniki (C). W trakcie pracy na stanowisku adiunkta badawczo-dydaktycznego byłem promotorem 3 prac inżynierskich, 3 prac magisterskich, pisanych w języku polskim i angielskim.

Od 2020 roku jestem członkiem Komisji programowej specjalności Chłodnictwo, Ciepłownictwo i Klimatyzacja.

Ponadto od 2021 roku biorę udział w pracach grupy roboczej opracowującej nowy kierunek studiów inżynierskich tj. Inżyniera Chłodnicza, Kriogeniczna i Procesowa.

W roku 2021 uczestniczyłem w projekcie pt. "Międzynarodowe programy nauczania w formie zdalnej i mieszanej realizowane w ramach szkół letnich i zimowych". W ramach projektu opracowałem dwa kursy: „Cryogenic heat transfer” dla specjalności Refrigeration and Cryogenics oraz „Introduction to Fusion Power Generation Based on a Tokamak Solution” dla specjalności Nuclear Power Engineering.

Ponadto, jako kierownik laboratorium dydaktycznego Kriogeniki i Technologii Gazowych od roku 2019 przeprowadziłem budowę lub przebudowę 5 stanowisk dydaktycznych: stanowisko do skraplania azotu metodą Joule'a-Thomsona, stanowisko jednostopniowej chłodziarki Joule'a-Thomsona pracującej na mieszaninie gazów, stanowisko prezentujące izolację zbiornika kriogenicznego, stanowisko do regazyfikacji azotu oraz do pomiarów stężenia tlenu w obecności ciekłego azotu.

W uznaniu wyróżniającego wkładu w działalność uczelni w latach 2020 i 2018 otrzymałem Nagrodę Rektora Politechniki Wrocławskiej.

6.2 Osiągnięcia organizacyjne i popularyzujące naukę lub sztukę

Przed uzyskaniem stopnia doktora w latach 2018-2019 zajmowałem się organizacją seminarium Katedry Termodynamiki, Teorii Maszyn i Urządzeń Ciepłych.

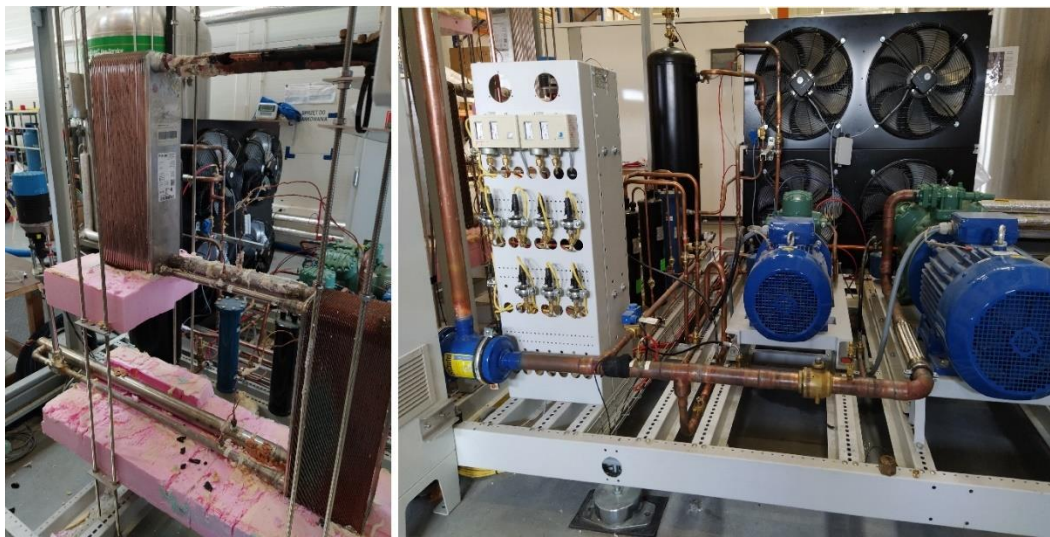
Po uzyskaniu stopnia doktora zostałem powołany na funkcję Kierownika laboratorium naukowo- dydaktycznego Kriogeniki i Technologii Gazowych. Koordynowałem wszystkie prace badawcze, projektowe, dydaktyczne i organizacyjne dot. Laboratorium Kriogeniki i Technologii Gazowych: budowy i przebudowy stanowisk dydaktycznych i badawczych, organizacja pracy laboratorium w trybie zdalnym w czasie pandemii COVID-19 oraz prace konsultacyjne związane z budową kompleksu InnoCamp.

7. Ważne informacje dotyczące kariery zawodowej.

Od 2018 roku prowadzę stałą i intensywną współpracę z firmą CryoScience, która jest wiodącym producentem urządzeń zasilanych ciekłym azotem do krioterapii miejscowej oraz ogólnoustrojowej. W latach 2018 – 2022 współrealizowałem projekt badawczo-wdrożeniowy pt. „Industrial research and development works regarding the technology of innovative development of hybrid and electric WBC cryochambers” POIR.01.01.01-00-1225/17 współfinansowany przez NCBiR w ramach Programu Operacyjnego Inteligentny Rozwój. Początkowo byłem zaangażowany w charakterze eksperta R&D, następnie od roku 2020 jako kierownik naukowy projektu. Celem projektu było opracowanie innowacyjnej technologii kriokomór elektrycznych pozwalających przeprowadzać zabiegi w temperaturach do -140°C . Biorąc pod uwagę, że dostępne na rynku kriokomory elektryczne oferują temperatury zabiegowe do -110°C , cele projektu oceniam jako ambitne i przełomowe dla branży. Obecnie, już po formalnym zakończeniu projektu, zakończyły się prace wdrożeniowe i w lipcu 2022 roku rozpoczęła się seryjna produkcja urządzenia Cryo Glacier®, które jest pokazane na Rysunku 45. W ramach projektu powstały 3 instalacje badawcze: instalacja demonstracyjna oraz dwie instalacje prototypowe. Zespół projektowy, pod moim merytorycznym kierownictwem, przeprowadził długofalowe kampanie badawcze. Pierwszym zaprojektowanym urządzeniem był demonstrator o nominalnej mocy 500W w temperaturze -150°C , który jest przedstawiony na Rysunku 46.

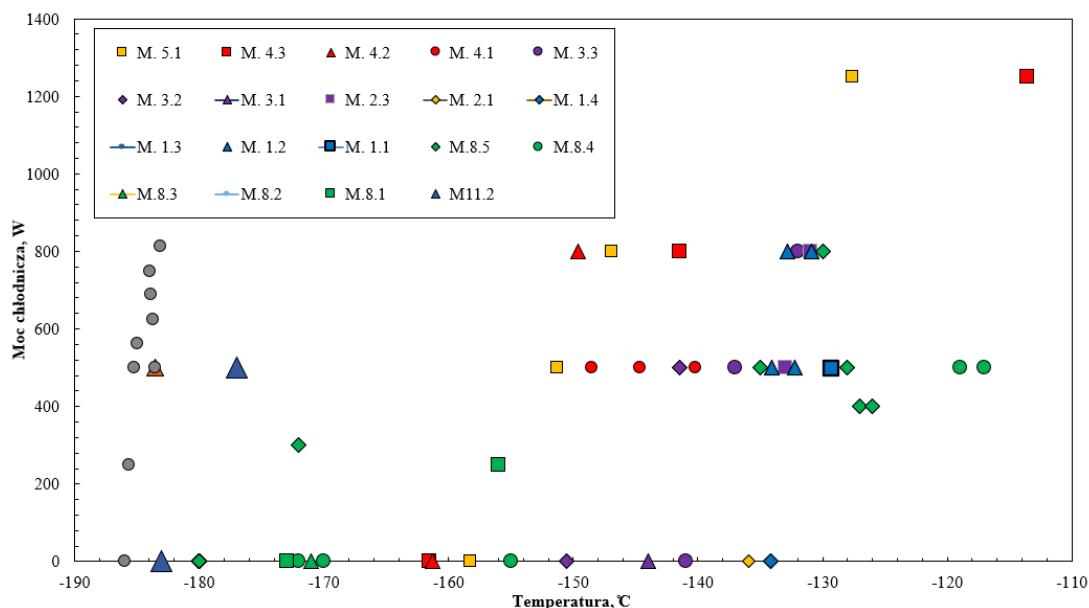


Rysunek 12 Kriokomora elektryczna Cryo Glacier ®



Rysunek 13 Zdjęcia urządzenia w skali demonstracyjnej

Badania demonstratora trwały 1.5 roku i obejmowały zagadnienia związane z doбором mieszanki roboczej i parametrów pracy, stabilnością pracy urządzenia, optymalizacją sterowania procesu, badania składu mieszanki roboczej. Ze względu na wrażliwy charakter badań i ochronę własności intelektualnej firmy badania nie były publikowane, a jedynie publikowane w formie okresowych raportach projektowych. Rysunek 47 podsumowuje efekty pracy na demonstratorze. Poprzez modyfikacje mieszanki, parametrów procesowych oraz architektury systemu początkowe osiągi urządzenia zostały znacząco poprawione. Na podkreślenie zasługują wyniki dla mieszanki niepalnej, dla których została osiągnięta temperatura $-186\text{ }^{\circ}\text{C}$ przy 800W mocy chłodniczej. Następnymi opracowanymi urządzeniami były dwa prototypy jednoosobowej komory kriogenicznej. Zostały one zaprojektowane w oparciu o doświadczenia eksploatacji urządzenia demonstracyjnego. Co do drugiego z prototypów, Zarząd Spółki zdecydował o wdrożeniu do produkcji.



Rysunek 14 Podsumowanie osiąganych temperatur oraz chłodniczych w trakcie badań urządzenia demonstracyjnego

W okresie pandemii Covid-19 firma CryoScience podjęła współpracę z firmą CryoCargo w zakresie opracowania technologii kontenerowych rozwiązań do transportu materiałów medycznych w temperaturze poniżej -80°C . Zostałem zaproszony do współpracy w charakterze kierownika naukowego projektu. W wyniku projektu została opracowana prototypowe rozwiązanie 20-stopowego kontenera mroźniczego o nominalnej temperaturze przechowywania -80°C , przedstawione na Rysunku 48.



Rysunek 15 Prorotyp kontenera mroźniczego CryoCargo

Podsumowując współpraca z firmą CryoScience w zakresie technologii kriokomór elektrycznych zakończyła się wdrożeniem innowacyjnej technologii na rynek światowy, co osobiście, jako główny autor rozwiązań procesowych urządzenia, uważam za swój największy zawodowy sukces. Ponadto doświadczenie zdobyte w czasie projektu są wykorzystywane w kolejnych, podobnych projektach, czego przykładem jest kontenerowa mroźnia do transportu materiałów medycznych CryoCargo.

Załącznik nr 2 – Autoreferat - Dr inż. Zbigniew Rogala

W roku 2020 otrzymałem Stypendium dla wybitnych Młodych Naukowców przyznawane przez Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego.

W czerwcu 2022 r. zostałem powołany do Academia Iuvenum – stowarzyszenia skupiającego zdolnych młodych naukowców Politechniki Wrocławskiej.

8. Podsumowanie

Na całokształt mojego dorobku naukowego, po uzyskaniu stopnia doktora składa się 22 publikacji, z czego 10 wchodzi w skład osiągnięcia naukowego. Sumaryczna liczba punktów według kryteriów MNiSzW za publikacje wynosi 1472, z czego 152 punktów jest wg punktacji przed reformą a 1320 po reformie. Publikacje wymienione w osiągnięciu naukowym stanowią łącznie 800 punktów.

W dorobku posiadam 3 raportów i 2 patenty, w tym jeden autorski. Wykonałem 20 recenzji artykułów naukowych. Odbyłem jeden 3-miesięczny staż naukowy w przedsiębiorstwie o profilu B+R.

W ostatnich latach prowadziłem bardzo intensywną współpracę z przemysłem realizując innowacyjny projekt kriokomory elektrycznej, która została wprowadzona do sprzedaży. Dalszą współpracę z firmą oceniam jako rozwojową.

Sumaryczny Impact Factor moich publikacji wynosi 47.46, z czego publikacje wymienione w osiągnięciu habilitacyjnym mają łączny IF = 26.562.

Liczba moich cytowani wynosi odpowiednio:

- Wg bazy Web of Science: 95 cytowania, w tym 16 autocytowań
- Wg bazy Scopus: 106 cytowań, w tym 17 autocytowań
- Wg bazy Google Scholar: 138 cytowań, w tym 17 autocytowań

Mój indeks Hirscha wynosi odpowiednio:

- Wg bazy Web of Science: 6
- Wg bazy Scopus: 7
- Wg bazy Google Scholar: 7

.....
(podpis wnioskodawcy)